

520, 852



PCT

(51) 国際特許分類⁷: F16C 33/78, 33/80, 19/18

(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/008314

(22) 国際出願日: 2003 年 6 月 30 日 (30.06.2003)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願2002-204123 2002 年 7 月 12 日 (12.07.2002) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日本精工株式会社 (NSK LTD.) [JP/JP]; 〒141-8560 東京都品川区大崎一丁目 6 番 3 号 Tokyo (JP).

(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 大畑 俊久

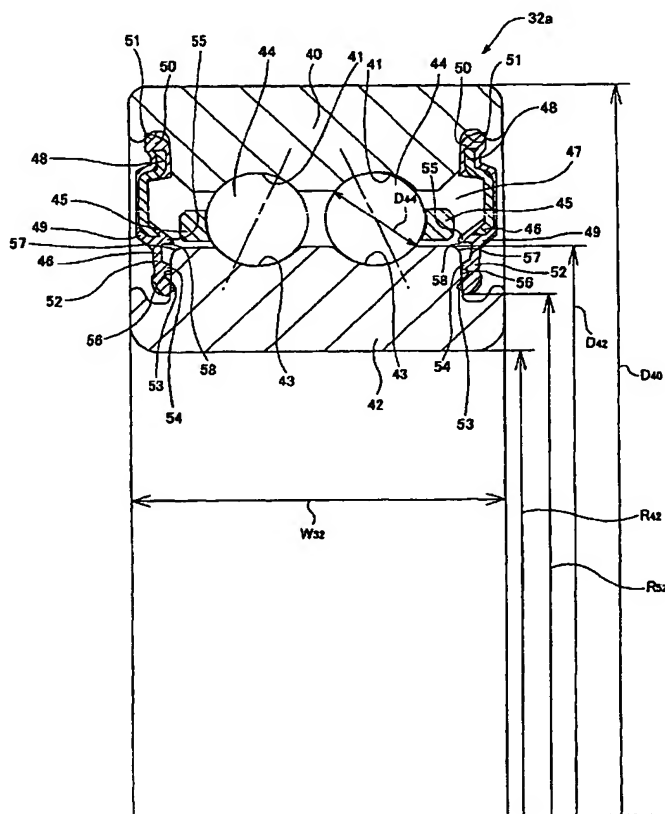
(OHATA, Toshihisa) [JP/JP]; 〒251-0021 神奈川県 藤沢市 鵠沼神明 1 丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP). 石黒 博 (ISHIGURO, Hiroshi) [JP/JP]; 〒251-0021 神奈川県 藤沢市 鵠沼神明 1 丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 鴨田 朝雄, 外(KAMODA, Asao et al.); 〒105-0003 東京都 港区 西新橋 2 丁目 15 番 17 号 レインボービル 8 階 Tokyo (JP).

(81) 指定国(国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

〔続葉有〕

(54) 発明の名称: プーリ支持用複列玉軸受



(57) Abstract: In a pulley support double row ball bearing, in order to improve sealability by seal rings (46) disposed in opposite end openings and to secure sufficient durability even when used under severe conditions, according to the invention the axial end surface (56) of the inner ring (42) and the portion close to the inner periphery of each seal ring (46) are axially overlapped by a width dimension of 30% or more of the diameter of each ball (44). Further, the front end edges of first and second ridges (53, 54) formed on the inner surface of a seal lip (52) are slidably contacted with the end surface (56). Further, a third ridge (55) is closely opposed to a corner (57) of the inner ring (42), thereby constituting a labyrinth seal (58) in the corresponding region.

(57) 要約: プーリー支持用複列玉軸受において、両端開口部に設けるシールリング４６によるシール性を向上させ、厳しい条件下で使用した場合にも、十分な耐久性を確保するために、本発明では、内輪４２の軸方向端面５６と上記各シールリング４６の内周寄り部分とを、各玉４４の直径の３０％以上の幅寸法分、軸方向に重畳させる。又、シールリップ５２の内側面に形成した第一、第二の突条５３、５４の先端縁を上記端面５６に摺接させる。更に、第三の突条５５を、上記内輪４２の角部５７に近接対向させて、当該部分にラビリンスシール５８を構成する。

WO 2004/007983 A1



(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 *PCT* ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明細書

プーリ支持用複列玉軸受

5 技術分野

この発明に係るプーリ支持用複列玉軸受は、例えば自動車室内用の空気調和装置を構成するコンプレッサ等の自動車用補機に組み込み、この自動車用補機を回転駆動する為のプーリを、ハウジング等の固定の支持部材に対し、回転自在に支持する為に使用する。

10

背景技術

例えば、自動車用空気調和装置に組み込まれる蒸気圧縮式冷凍機に組み込んで冷媒を圧縮するコンプレッサとして、従来から種々の構造のものが知られている。例えば特開平11-280644号公報には、回転軸の回転運動を斜板によりピ
15 ストンの往復運動に変換し、このピストンにより冷媒の圧縮を行なう斜板式のコンプレッサが記載されている。図6～7は、この様な、従来から知られている斜板式のコンプレッサの1例を示している。

コンプレッサ1を構成するケーシング2は、中央の本体3をヘッドケース4と斜板ケース5とで軸方向（図6の左右方向）両側から挟持し、更に複数本の結合
20 ボルト（図示せず）により結合して成る。このうちのヘッドケース4の内側には、低圧室6と高圧室7とを設けている。又、上記本体3とヘッドケース4との間には平板状の隔壁板8を挟持している。尚、図6で複数に分割されている如く表されている低圧室6は互いに連通しており、上記ヘッドケース4の外面に設けられた単一の吸入ポート9（図7）に通じている。又、上記高圧室7は、やはり上記
25 ヘッドケース4に設けられた吐出ポート（図示せず）に通じている。そして、上記吸入ポート9を上記蒸気圧縮式冷凍機を構成する図示しないエバポレータの出口に、上記吐出ポートをこの蒸気圧縮式冷凍機を構成する図示しないコンデンサの入口に、それぞれ通じさせている。

上記ケーシング 2 内には回転軸 10 を、上記本体 3 と斜板ケース 5 とに掛け渡す状態で、回転のみ自在に支持している。即ち、上記回転軸 10 の両端部を 1 対のラジアルニードル軸受 11 a、11 b により、上記本体 3 と斜板ケース 5 とに支持すると共に、1 対のスラストニードル軸受 12 a、12 b により、この回転
5 軸 10 に加わるスラスト荷重を支承自在としている。これら 1 対のスラストニードル軸受 12 a、12 b のうち、一方（図 6 の右方）のスラストニードル軸受 12 a は、上記本体 3 の一部と上記回転軸 10 の一端部（図 6 の右端部）に形成した段部 13 との間に、皿ばね 14 を介して設けている。又、他方のスラストニードル軸受 12 b は、上記回転軸 10 の中間部外周面に外嵌固定したスラストプレート 15 と上記斜板ケース 5 との間に設けている。

又、上記ケーシング 2 を構成する本体 3 の内側で上記回転軸 10 の周囲部分には、複数（例えば図示の例では、円周方向等間隔に 6 個）のシリンダ孔 16 を形成している。この様に本体 3 に形成した、複数のシリンダ孔 16 の内側には、それぞれピストン 17 の先半部（図 6 の右半部）に設けた摺動部 18 を、軸方向の
15 変位自在に嵌装している。そして、上記シリンダ孔 16 の底面と上記ピストン 17 の先端面（図 6 の右端面）との間に設けられた空間を、圧縮室 19 としている。

又、上記斜板ケース 5 の内側に存在する空間は、斜板室 20 としている。上記回転軸 10 の中間部外周面でこの斜板室 20 内に位置する部分には斜板 21 を、上記回転軸 10 に対して所定の傾斜角度を持たせて固設し、この斜板 21 が上記
20 回転軸 10 と共に回転する様にしている。上記斜板 21 の円周方向複数個所と、上記各ピストン 17 とは、それぞれ 1 対ずつのスライディングシュー 22 により連結している。この為、これら各スライディングシュー 22 の内側面（互いに対向する面）は平坦面として、同じく平坦面である上記斜板 21 の両側面外径寄り部分に摺接させている。一方、上記各ピストン 17 の基端部（前記隔壁板 8 から
25 遠い側の端部で、図 6 の左端部）には、上記スライディングシュー 22 及び上記斜板 21 と共に、駆動力伝達機構を構成する連結部 23 を、上記各ピストン 17 と一体に形成している。そして、これら各連結部 23 に、上記 1 対のスライディングシュー 22 を抱持する為の抱持部 24 を形成している。

尚、上記各連結部 2 3 の外端部は、図示しないガイド面により、上記ピストン 1 7 の軸方向（図 6 の左右方向）の変位のみ自在としている。従って、上記各ピストン 1 7 も、前記各シリンダ孔 1 6 内に、軸方向の変位のみ自在（回転不能）に嵌装されている。この結果、上記各連結部 2 3 は、前記回転軸 1 0 の回転による上記斜板 2 1 の揺動変位に伴って上記各ピストン 1 7 を軸方向に押し引きし、
5 前記各摺動部 1 8 を上記シリンダ孔 1 6 内で軸方向に往復移動させる。

一方、前記低圧室 6 及び高圧室 7 と上記各シリンダ孔 1 6 とを仕切るべく、上記本体 3 と前記ヘッドケース 4 との突き合わせ部に挟持している隔壁板 8 には、上記低圧室 6 と各シリンダ孔 1 6 とを連通させる吸入孔 2 5 と、上記高圧室 7 と
10 各シリンダ孔 1 6 とを連通させる吐出孔 2 6 とを、それぞれ軸方向に貫通する状態で形成している。又、上記各シリンダ孔 1 6 内で、上記各吸入孔 2 5 の一端と対向する部分には、上記低圧室 6 から上記各シリンダ孔 1 6 に向けてのみ冷媒蒸気を流す、リード弁式の吸入弁 2 7 を設けている。又、上記高圧室 7 内で、上記各吐出孔 2 6 の他端（図 6 の右端）開口と対向する部分には、上記各シリンダ孔
15 1 6 から上記高圧室 7 に向けてのみ冷媒蒸気を流す、リード弁式の吐出弁 2 8 を設けている。この吐出弁 2 8 には、上記各吐出孔 2 6 から離れる方向への変位を制限する、ストッパ 2 9 を付設している。

上述の様に構成するコンプレッサ 1 の回転軸 1 0 は、自動車の走行用エンジンにより回転駆動する。この為に、図示の例の場合は、前記ケーシング 2 を構成する斜板ケース 5 の外側面（図 6 の左側面）中央に設けた、特許請求の範囲に記載した支持部材に相当する支持筒部 3 0 の周囲に従動プーリ 3 1 を、複列玉軸受 3
2 により、回転自在に支持している。この従動プーリ 3 1 は、断面コ字形で全体を円環状に構成しており、上記斜板ケース 5 の外側面に固定したソレノイド 3 3
を、上記従動プーリ 3 1 の内部空間に配置している。

25 一方、上記回転軸 1 0 の端部で上記支持筒部 3 0 から突出した部分には取付ブラケット 3 4 を固定しており、この取付ブラケット 3 4 の周囲に磁性材製の環状板 3 5 を、板ばね 3 6 を介して支持している。この環状板 3 5 は上記ソレノイド 3 3 への非通電時には、上記板ばね 3 6 の弾力により、図 6 に示す様に上記従動

プーリ 31 から離隔しているが、上記ソレノイド 33 への通電時にはこの従動プーリ 31 に向け吸着されて、この従動プーリ 31 から上記回転軸 10 への回転力の伝達を自在とする。即ち、上記ソレノイド 33 と上記環状板 35 と上記板ばね 36 とにより、上記従動プーリ 31 と上記回転軸 10 とを係脱する為の電磁クラ
5 ッチ 37 を構成している。又、上記走行用エンジンのクランクシャフトの端部に固定した駆動プーリと上記従動プーリ 31 との間には、無端ベルト 38 を掛け渡している。そして、上記電磁クラッチ 37 により上記従動プーリ 31 と上記回転軸 10 とを係合させた状態で、上記無端ベルト 38 の循環に基づき、上記回転軸 10 を回転駆動する。

- 10 上述の様に構成する斜板式コンプレッサ 1 の作用は、次の通りである。即ち、自動車室内の冷房或は除湿を行なう為、蒸気圧縮式冷凍機を運転する場合には、上述の様に回転軸 10 を駆動源である走行用エンジンにより回転駆動する。この結果、前記斜板 21 が回転して、前記複数のピストン 17 を構成する摺動部 18 が、それぞれシリンダ孔 16 内で往復移動する。そして、この様な摺動部 18 の
15 往復移動に伴って、前記吸入ポート 9 から吸引された冷媒蒸気が、前記低圧室 6 内から前記各吸入孔 25 を通じて圧縮室 19 内に吸い込まれる。この冷媒蒸気は、これら各圧縮室 19 内で圧縮されてから、前記吐出孔 26 を通じて前記高圧室 7 に送り出され、前記吐出ポートより吐出される。

- 尚、図 6 に示したコンプレッサは、上記回転軸 10 に対する上記斜板 21 の傾
20 斜角度が変えられず、冷媒の吐出容量が固定のものである。これに対して、冷房負荷等に応じて吐出容量を変えるべく、回転軸に対する斜板の傾斜角度を変える事ができる、可変容量型の斜板式コンプレッサも、例えば特開平 8-32665
5 号公報に記載される等により従来から広く知られ、更に一般的に実施されている。又、自動車用空気調和装置を構成する蒸気圧縮式冷凍機のコンプレッサとして、スクロール型のコンプレッサを使用する事も、一部で研究されている。更に
25 は、球面継手を介してピストンを往復移動させる旧来のコンプレッサに関しても、未だ一部で実施されている。

何れの構造のコンプレッサを使用する場合でも、自動車用空気調和装置を構成

するコンプレッサは、走行用エンジンのクランクシャフトの端部に固定した駆動プーリと、コンプレッサ側に設けた従動プーリとの間に掛け渡した無端ベルトにより回転駆動する。従って、この従動プーリを回転自在に支持した軸受には、上記無端ベルトの張力に基づくラジアル荷重が加わる。この無端ベルトと上記各プーリとの間で滑りを生じさせる事なく、確実な動力伝達を行なうべく、上記無端ベルトの張力、延ては上記ラジアル荷重は相当に大きくなる。従って、上記従動プーリを支持する為の軸受として、この大きなラジアル荷重を支承すべく、十分な負荷容量を有するものを使用する必要がある。

この面から図6に示した従来構造に組み込んだ複列玉軸受32を見た場合、複列に配置された玉39の間隔Dが大きく、十分な負荷容量を確保できる構造と言える。但し、上記複列玉軸受32は、軸方向寸法が嵩むものである。これに対して、近年、地球環境への配慮から、自動車の燃費性能の向上を図るべく、コンプレッサ等の自動車用補機の小型・軽量化が求められている。そして、自動車用補機に組み込む従動プーリを支持する為の転がり軸受の軸方向寸法の短縮に対する要求も生じている。

この様な要求に応じて、上記従動プーリを支持する為の転がり軸受として、単列深溝型の玉軸受や、3点乃至は4点接触型の玉軸受を使用する事が研究されている。但し、この様な玉軸受の場合、モーメント荷重を中心として、従動プーリに加わる荷重に対する剛性を確保しにくく、十分な低振動性（振動しにくさ）や耐久性を確保する事が難しい。即ち、上記従動プーリから転がり軸受には、多少なりとも言えどもモーメント荷重が作用する場合があるが、上記単列深溝型の玉軸受はモーメント荷重に対する剛性が低い。又、3点乃至は4点接触型の玉軸受に就いても、一般的な単列深溝型の玉軸受よりもモーメント荷重に対する剛性が高いとは言え、無端ベルトの張力の大きさや配設状態（ラジアル荷重の作用方向と玉軸受の中心位置との偏心量）等との関係で、必ずしも十分とは言えない場合がある。この結果、運転時に振動並びに騒音を発生し易くなる他、耐久性確保が難しくなる。

この様な事情に鑑みて本発明者は先に、玉の直径を小さくして複列に配置した

玉同士の間隔を小さくする事により、必要とする剛性を確保しつつ軸方向に関する幅寸法を小さくした複列玉軸受により、従動プーリを支持する事を考えた（特願2002-24863号、特願2002-97966号）。この先発明に係るプーリ支持用複列玉軸受の場合、外輪として、外径が65mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有するものを使用する。又、内輪は、外周面に複列の内輪軌道を有するものを使用する。又、玉は、直径（外径）が4mm以下のものを使用して、上記各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設ける。又、保持器により、上記各玉を転動自在に保持すると共に、1対のシールリングにより、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間で上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐ。そして、上記玉同士の間隔、並びに玉とシールリングとの間隔を小さくして、複列玉軸受全体としての軸方向に関する幅（外輪の幅及び内輪の幅とほぼ一致）を、この内輪の内径の45%以下としている。

又、上記玉同士の間隔を小さくすべく、上記各保持器として、合成樹脂製の冠型保持器を使用し、これら各保持器のリム部を互いに反対側（＝軸方向外側＝シールリングに対向する側）に向けている。又、上記各保持器のリム部と上記シールリングの内側面との距離を短くしている。但し、この場合でも、これら各保持器のリム部と各シールリングの内側面との距離を、上記各玉の直径の13%以上確保して、これら両シールリング同士の間で上記各玉を設置した内部空間内へのグリースの封入量を確保できる様にしている。

この様な先発明に係るプーリ支持用複列玉軸受によれば、モーメント剛性を確保しつつ軸方向に関する幅寸法を短縮して、運転時の騒音が低く、しかも小型・軽量の自動車用補機の実現に寄与できる。

上述の様な先発明に係るプーリ支持用複列玉軸受の場合、小型化に伴って、両端開口部の密封性能を確保する事が難しくなっている。即ち、コンプレッサ等の自動車用補機に組み込むプーリ支持用複列玉軸受は、エンジンルーム内に設置される為、雨天走行時には車輪が跳ね上げた泥水が振り掛かる様な、厳しい条件下で使用される。特に、コンプレッサの場合には、上記エンジンルームの下部に設置される為、特に条件が厳しくなる。これに対して、上記プーリ支持用複列玉軸

受を小型化した場合、従来構造のままでは、上記両端開口部のシール性を必ずしも十分に確保できない可能性がある。

本発明のプーリ支持用複列玉軸受は、この様な事情に鑑みて発明したものである。

5

発明の開示

本発明によるプーリ支持用複列玉軸受は何れも、前述した先発明に係るプーリ支持用複列玉軸受と同様に、外径が65mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備える。そして、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持する。

特に、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第1態様に於いては、上記各シールリングの内周寄り部分と上記内輪の軸方向両端面とを軸方向から見て、重畳部分の径方向に関する幅が上記各玉の直径の25%以上となる状態で重畳させている。又、上記各シールリングの内側面内周寄り部分に全周に亘って形成した複数本ずつの突条のうちの少なくとも1本ずつの突条の先端縁を、上記内輪の軸方向端面に全周に亘って摺接させている。

又、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第2態様に於いても、上記各シールリングの内周寄り部分と上記内輪の軸方向両端面とを軸方向から見て、重畳部分の径方向に関する幅が上記各玉の直径の25%以上となる状態で重畳させている。そして、上記各シールリングの側面内周寄り部分に全周に亘って形成した少なくとも1本ずつの突条の先端縁を、それぞれ上記内輪の表面の一部に全周に亘って摺接させている。これと共に、上記シールリングの一部内周寄り部分で上記突条から外れた部分と、上記内輪の一部表面とを近接対向させる事により、当該

部分にラビリンスシールを設けている。

又、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第3態様に於いては、上記各シールリングは、金属製の芯金により、ショア硬さが60～80である弾性材を補強して成る。そして、この芯金の内周縁から径方向内方に突出している、上記弾性材の変形部の径方向に関する幅が、上記各玉の直径の40%以上であり、この変形部の径方向中間部に位置する、最も薄い部分の厚さが0.4mm以上である。

又、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第4態様に於いては、上記各シールリングは、金属製の芯金により弾性材を補強して成る。そして、この芯金の内径が、上記内輪の外径以下である。

10 更に、本発明によるプーリ支持用複列玉軸受の第5態様に於いては、上記各シールリングは、金属製の芯金により弾性材を補強して成る。そして、軸方向位置に関して、上記芯金の内周縁から径方向内方に突出している上記弾性材の変形部の重心位置が、この変形部の変形中心位置よりも、上記シールリングの先端縁と上記内輪の一部表面とが摺接している側に存在する。

15 尚、本発明を実施する場合、上記各態様を単独で実施する他、適宜組み合わせで実施しても良い。上記した各態様の総てを組み合わせで実施する事もできる。

上述の様に構成する本発明のプーリ支持用複列玉軸受の場合には、両端開口部に設けるシールリングによる密封性能を良好にできて、厳しい使用条件下でも、優れた耐久性を確保できる。

20 先ず、第1態様および第2態様に係るプーリ支持用複列玉軸受の場合には、各シールリングの内周縁部と内輪の軸方向端面との重畳部分の軸方向に関する幅を確保し、この重畳部分に複数の突条を設けたり（第1態様の場合）、或は突条とラビリンスシールとを設けている（第2態様の場合）為、上記重畳部分のシール性能を良好にできる。

25 又、第3態様および第4態様に係るプーリ支持用複列玉軸受の場合には、各シールリングを構成する弾性材の剛性を確保して、この弾性材の先端縁と内輪の一部表面との摺接部の面圧を確保し、上記各シールリングによるシール性能を良好にできる。

更に、第5態様に係るプーリ支持用複列玉軸受の場合には、運転時にシールリップに加わる遠心力が、シールリングの先端縁に形成したシールリップを上記内輪の一部表面に押し付ける方向に作用する。この結果、このシールリップと内輪の一部表面との摺接部の面圧を確保し、上記各シールリングによるシール性能を良好にできる。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の実施の形態の第1例を示す断面図である。

図2は、図1の右上部拡大図である。

10 図3は、本発明の実施の形態の第2例を示す、図2と同様の図である。

図4は、同第3例を示す、図2の右下部に相当する部分断面図である。

図5は、同第4例を示す、図2の右下部に相当する部分断面図である。

図6は、従来から知られているコンプレッサの1例を示す断面図である。

図7は、図6のA矢視図である。

15

発明を実施するための最良の形態

図1～2は、本発明の第1態様、第2態様、第3態様および第5態様に対応する、本発明の実施の形態の第1例を示している。尚、図1、2（及び後述する図3）に関しては、各部の寸法比を実際の寸法比に即して描いている。本例のプーリ支持用の複列玉軸受32aの場合、外輪40として、外径 D_{40} （図1）が65mm以下（ $D_{40} \leq 65 \text{ mm}$ ）で内周面に複列の外輪軌道41を有するものを使用する。又、内輪42は、外周面に複列の内輪軌道43を有するものを使用する。又、玉44は、直径（外径） D_{44} （図1～2）が4mm以下（ $D_{44} \leq 4 \text{ mm}$ ）のもの（実用的には3～4mmのもの）を使用して、上記各外輪軌道41と各内輪軌道43との間に複数個ずつ転動自在に設ける。又、1対の保持器45により、上記各玉44を転動自在に保持すると共に、1対のシールリング46により、上記外輪40の内周面と上記内輪42の外周面との間に存在して上記各玉44を設置した内部空間47の両端開口を塞ぐ。尚、上記複列玉軸受32aの幅 W_{32} （図1）は、上記

内輪 4 2 の内径 R_{42} (図 1) の 4 5 % 以下 ($W_{32} \leq 0.45 R_{42}$) としている。

なお、全図を通して、同様部材には、同じ参照番号を付してある。

上記各シールリング 4 6 は、それぞれ鋼板等の金属製で円輪状の芯金 4 8 により、ニトリルゴム、耐熱ニトリルゴム、アクリルゴム、弗素ゴム等の弾性材 4 9
5 を補強して成るもので、全体を円輪状としている。又、この弾性材 4 9 としては、
ショア硬さ (H_s) が 6 0 ~ 8 0 の範囲内のものを使用している。又、この弾性
材 4 9 の外周縁部は上記芯金 4 8 の外周縁よりも径方向外方に突出させて係止部
5 0 としており、この係止部 5 0 を、上記外輪 4 0 の内周面両端部に形成した係
止溝 5 1 に係止している。又、上記弾性材 4 9 の内径側半部は、上記芯金 4 8 よ
10 りも径方向内方に突出させて、シールリップ 5 2 としている。

本例の場合、このシールリップ 5 2 と上記内輪 4 2 とを軸方向から見て、上記
各玉 4 4 の直径 D_{44} の 2 5 % 以上重畳させている。即ち、上記シールリップ 5 2
の内径を R_{52} (図 1) とし、上記内輪 4 2 の外径を D_{42} (図 1) とした場合、上
記シールリップ 5 2 の内側面と上記内輪 4 2 の軸方向両端面とは、径方向に関す
15 る幅が、上記外径 D_{42} と内径 R_{52} との差の $1/2 \{ (D_{42} - R_{52}) / 2 \}$ となる
環状部分で互いに対向する。本例の場合、この環状部分の幅を、上記各玉 4 4 の
直径 D_{44} の 2 5 % 以上 $\{ (D_{42} - R_{52}) / 2 \geq 0.25 D_{44} \}$ 、より好ましくは
3 5 % 以上としている。尚、上記環状部分の幅の最大値は、特に限定しないが、
大型化を防止する面から、上記直径 D_{44} よりも大きくする事は現実的ではない。
20 小型のプーリ支持用複列玉軸受を実現する為には、上記直径 D_{44} の 8 0 % 以下、
好ましくは 7 0 % 以下に納める事が適当である。

一方、上記シールリップ 5 2 の内側面には、径方向内方から順番に、第一〜第
三の突条 5 3 ~ 5 5 を、互いに同心に、それぞれ全周に亘って形成している。前
記各シールリング 4 6 の外周縁部を前記係止溝 5 1 に係止した状態で、上記各突
25 条 5 3 ~ 5 5 のうち、最も内径側に位置する第一の突条 5 3 の先端縁は、上記内
輪 4 2 の軸方向両端面 5 6 に、全周に亘って摺接する。これに対して、中間に位
置する第二の突条 5 4 と、最も外径側に位置する第三の突条 5 5 との先端縁は、
上記両端面 5 6、若しくは、上記内輪 4 2 の外周面と両端面 5 6 との連続部に存

在する角部 5 7 に近接対向し、当該部分にラビリンスシール 5 8 を構成する。

又、本発明の第 3 態様における変形部である、上記シールリップ 5 2 の径方向に関する幅 W_{52} (図 2) を、上記各玉 4 4 の直径 D_{44} の 40% 以上 ($W_{52} \geq 0.4 D_{44}$) としている。そして、上記シールリップ 5 2 の径方向中間部 (中央部である必要はない) に位置する、最も薄い部分の厚さ T_{52} (図 2) を、0.4mm 以上 ($T_{52} \geq 0.4 \text{ mm}$) としている。尚、この部分の厚さ T_{52} の上限値は、特に規制しないが、上記シールリップ 5 2 の剛性を必要以上に高くしない事、材料費を抑える事を考慮して、好ましくは 0.6mm 以下、より好ましくは 0.5mm 以下に抑える。又、上記シールリップ 5 2 の幅 W_{52} に関しても、好ましくは上記直径 D_{44} の 60% 以下、より好ましくは 50% 以下に抑える。

更に、本例の場合には、軸方向 (図 1 ~ 2 の左右方向) 位置に関して、前記芯金 4 8 の内周縁から径方向内方に突出している前記弾性材 4 9 の変形部、即ち、上記シールリップ 5 2 の重心位置 G (図 2) が、このシールリップ 5 2 の変形中心位置よりも、このシールリップ 5 2 の先端縁 (第一、第二の突条 5 2、5 3) と上記内輪 4 2 の軸方向両端面 5 6 とが摺接している側に存在する。即ち、上記シールリップ 5 2 は、上記芯金 4 8 の内周縁部、又はこのシールリップ 5 2 の最も厚さの薄い部分を中心として弾性変形するが、前記各シールリング 4 6 の外周縁部を前記係止溝 5 1 に係止した状態で、上記弾性変形の中心となる部分よりも、上記重心位置 G が、前記内輪 4 2 の両端面 5 6 側に位置させる様に、各部の形状及び寸法を規制している。

上述の様に構成する本例のプーリ支持用の複列玉軸受 3 2 a の場合には、両端開口部に設ける前記両シールリング 4 6 による密封性能を良好にできて、厳しい使用条件下でも、優れた耐久性を確保できる。即ち、本例のプーリ支持用の複列玉軸受 3 2 a の場合には、上記各シールリング 4 6 の内周縁部と前記内輪 4 2 の軸方向両端面 5 6 との軸方向に関する重畳部分の径方向に関する幅を確保している。そして、この重畳部分に設けた上記第一、第二の突条 5 3、5 4 の先端縁を上記両端面 5 6 に全周に亘って摺接させると共に、前記第三の突条 5 5 と角部 5 7 との間にラビリンスシール 5 8 を設けている。この為、上記重畳部分のシール

性能を良好にできる。

又、上記各シールリング46を構成する弾性材49を、ショア硬さが60～80のゴム材料製とすると共に、この弾性材49の内径側半部に設けたシールリップ52の中間部（の最も薄い部分）の厚さ T_{52} を0.4mm以上確保している為、
5 このシールリップ52の剛性を確保できる。この結果、このシールリップ52の内側面に形成した第一、第二の突条53、54の先端縁と上記内輪42の軸方向両端面56との摺接部の面圧を確保し、上記各シールリング46によるシール性能を良好にできる。

更に、本例のプーリ支持用の複列玉軸受32aの場合には、前記重心位置Gを
10 適切に規制した事に伴って、運転時に上記各シールリング46のシールリップ52に加わる遠心力が、このシールリップ52を上記内輪42の両端面56に向け弾性変形させる方向に作用する。この結果、上記第一、第二の突条53、54の先端縁と上記内輪42の軸方向両端面56との摺接部の面圧を確保（高速回転時にもこの面圧が低下する事を防止）し、上記各シールリング46によるシール性
15 能を良好にできる。

尚、本発明とは直接は関係しないが、それぞれが深溝型である、前記各外輪軌道41の溝深さ D_{41} （図2）は前記各玉44の直径 D_{44} の18%以上、前記各内輪軌道43の溝深さ D_{43} （図2）はこの直径 D_{44} の20%以上（ $D_{41} \geq 0.18 D_{44}$ 、 $D_{43} \geq 0.20 D_{44}$ ）、それぞれ確保する事が、プーリ支持用複列玉軸受
20 のモーメント剛性を確保する面からは好ましい。但し、上記両溝深さ D_{41} 、 D_{43} の合計は、上記直径 D_{44} の42%以下に抑え { $(D_{41} + D_{43}) \leq 0.42 D_{44}$ } として、上記両軌道41、43同士の間、必要とする玉44を組み込み可能にする。

次に、図3は、本発明の第2態様、第3態様、第4態様および第5態様に対応する、本発明の実施の形態の第2例を示している。本例の複列玉軸受32bの場合には、シールリング46aを構成する金属製の芯金48aの内径 R_{48} を、内輪
25 42の外径 D_{42} 以下（ $R_{48} \leq D_{42}$ ）としている。又、弾性材49aの内径側半部に設けたシールリップ52aの内側面には、内周縁部の第一の突条53と基端部（外径側端部）の第三の突条55とだけを設け、中間部の第二の突条54（図1

～2参照)は省略している。その代わりに、上記シールリップ52aの外側面内周縁部に、第四の突条59を設けている。

上記シールリング46aの外周縁部を外輪40の両端部内周面に形成した係止溝51に係止した状態では、上記第一の突条53の先端縁のみが、上記内輪42の軸方向端面56に、全周に亘って摺接する。これに対して、上記第三の突条55の先端縁は角部57に近接対向し、上記第四の突条59は、上記内輪42の端部外周面に形成した突条60に近接対向して、当該部分にラビリンスシール58、61を構成する。

上述の様な本例の場合、上記芯金48aの内径 R_{48} を上記内輪42の外径 D_{42} 以下に抑えた事に伴って、上記シールリップ52aの剛性が高くなり、上記第一の突条53の先端縁と上記内輪42の軸方向端面56との摺接部の面圧確保が容易となる。更に、この摺接部を挟む状態で上記1対のラビリンスシール58、61が存在する為、プーリ支持用の複列玉軸受32bの両端開口部のシール性能を十分に確保できる。

次に、図4は、態2態様および第3態様に対応する、本発明の実施の形態の第3例を示している。本例の場合には、シールリング46bを構成する弾性材49bの内径側半部で芯金48の内周縁よりも径方向内方に突出した部分の厚さ寸法を、径方向外方から内方に向かうに従って、中間部で急激に減少させている。そして、径方向中間部の内外両側面に、それぞれ内側段差面部62と外側段差面部63とを設けている。上記シールリング46bの外周縁部を外輪40(図1～3参照)の端部内周面に係止した状態で、上記内側段差面部62は内輪42外周面の角部57に、上記外側段差面部63は突条60に、それぞれ近接対向して、各部にラビリンスシール58、61を構成する。又、上記両段差面部62、63よりも径方向内方部分に存在するシールリップ52aの外側面内周縁部に形成した突条64の先端縁を、上記内輪42の一部表面である上記突条60の内側面に、全周に亘って摺接させている。この様な本例の場合も、上述した第2例の場合と同様に、摺接部を挟む状態で上記1対のラビリンスシール58、61が存在する為、プーリ支持用複列玉軸受の両端開口部のシール性能を十分に確保できる。

- 次に、図5は、やはり本発明の第2態様および第3態様に対応する、本発明の実施の形態の第4例を示している。本例の場合には、シールリップ52aの中間部内側面に全周に亘って形成した突条65の先端縁を内輪42の軸方向端面56に近接対向させて、当該部分にラビリンスシール66を構成している。この様な
- 5 本例の場合、上述した第3例の場合に比べてラビリンスシール66が1個所増える事により、プーリ支持用複列玉軸受の両端開口部のシール性能をより向上させる事ができる。

産業上の利用の可能性

- 10 本発明のプーリ支持用複列玉軸受は、以上に述べた通り構成し作用するので、厳しい条件下で使用する場合にも、内部に泥水等の異物が入り込む事を有効に防止して、十分な耐久性を確保しつつ、コンプレッサ等の各種自動車用補機の小型・軽量化に寄与できる。

請求の範囲

1. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ
- 5 転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の4.5%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回
- 10 転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、上記各シールリングの内周寄り部分と上記内輪の軸方向両端面とを軸方向から見て、重畳部分の径方向に関する幅が上記各玉の直径の2.5%以上となる状態で重畳させ、上記各シールリングの内側面内周寄り部分にそれぞれ全周に亘って形成した複数本ずつの突条のうちの少なくとも1本ずつの突条の先端縁を、上記内輪の軸方向端面に全周に亘っ
- 15 て摺接させた事を特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

2. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ
- 20 転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の4.5%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回
- 25 転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、上記各シールリングの内周寄り部分と上記内輪の軸方向両端面とを軸方向から見て、重畳部分の径方向に関する幅が上記各玉の直径の2.5%以上となる状態で重畳させ、上記各シールリングの側面内周寄り部分に全周に亘って形成した少なくとも1本ずつの突条の先端縁を、それぞれ上記内輪の表面の一部に全周に亘って摺接させると共に、上記シ

ールリングの一部内周寄り部分で上記突条から外れた部分と、上記内輪の一部表面とを近接対向させる事により、当該部分にラビリンスシールを設けた事の特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

- 5 3. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する
- 10 幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、上記各シールリングは、金属製の芯金により、ショア硬さが60～80である弾性材を補強して成るもので、この芯金の内周縁から径方向内方に突出している、上記弾性材の変形部の径方向
- 15 に関する幅が、上記各玉の直径の40%以上であり、この変形部の径方向中間部に位置する、最も薄い部分の厚さが0.4mm以上である事の特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

4. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列
- 20 の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共
- 25 に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、上記各シールリングは、金属製の芯金により弾性材を補強して成るもので、この芯金の内径が上記内輪の外径以下である事の特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。

5. 外径が6.5mm以下で内周面に複列の外輪軌道を有する外輪と、外周面に複列の内輪軌道を有する内輪と、これら各外輪軌道と各内輪軌道との間に複数個ずつ転動自在に設けられた、直径が4mm以下である玉と、これら各玉を転動自在に保持する保持器と、上記外輪の内周面と上記内輪の外周面との間に存在して上記各玉を設置した内部空間の両端開口を塞ぐシールリングとを備え、軸方向に関する幅が上記内輪の内径の45%以下であって、この内輪を支持部材に外嵌すると共に上記外輪をプーリに内嵌する事により、このプーリをこの支持部材の周囲に回転自在に支持するプーリ支持用複列玉軸受に於いて、上記各シールリングは、金属製の芯金により弾性材を補強して成るもので、軸方向位置に関して、上記芯金の内周縁から径方向内方に突出している上記弾性材の変形部の重心位置が、この変形部の変形中心位置よりも、上記シールリングの先端縁と上記内輪の一部表面とが摺接している側に存在する事を特徴とするプーリ支持用複列玉軸受。
- 5
- 10



図 1

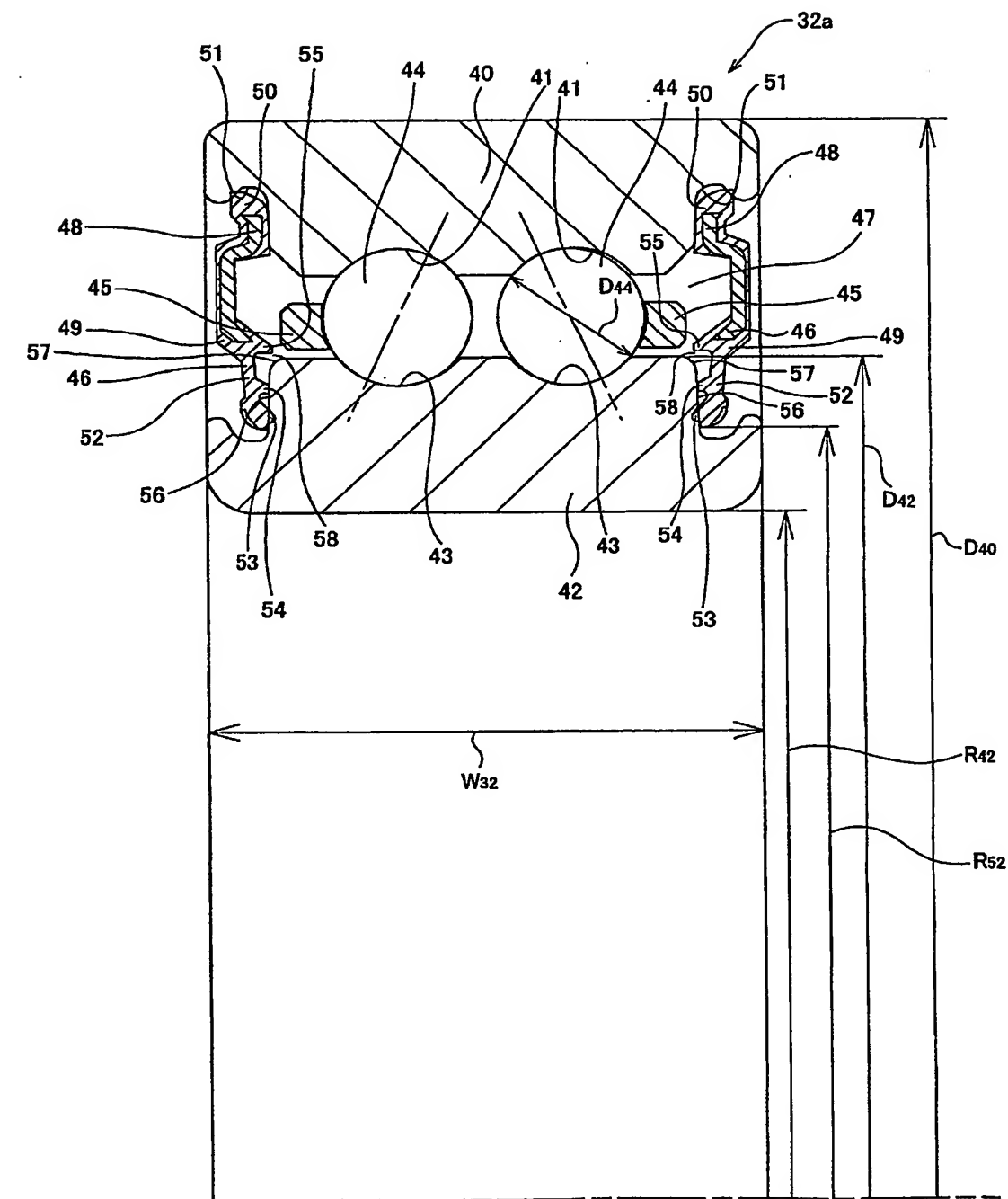


図 2

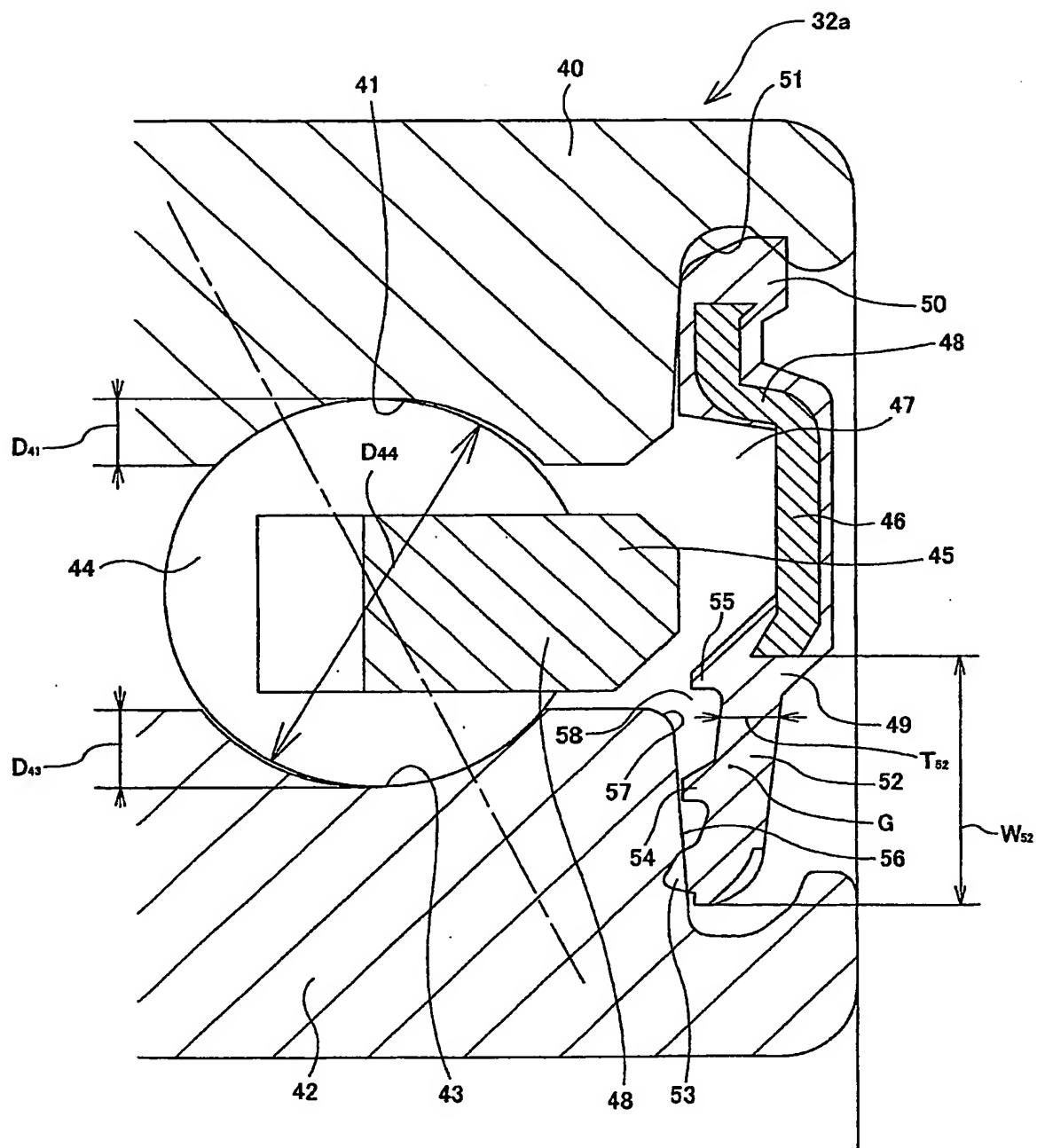


図 3

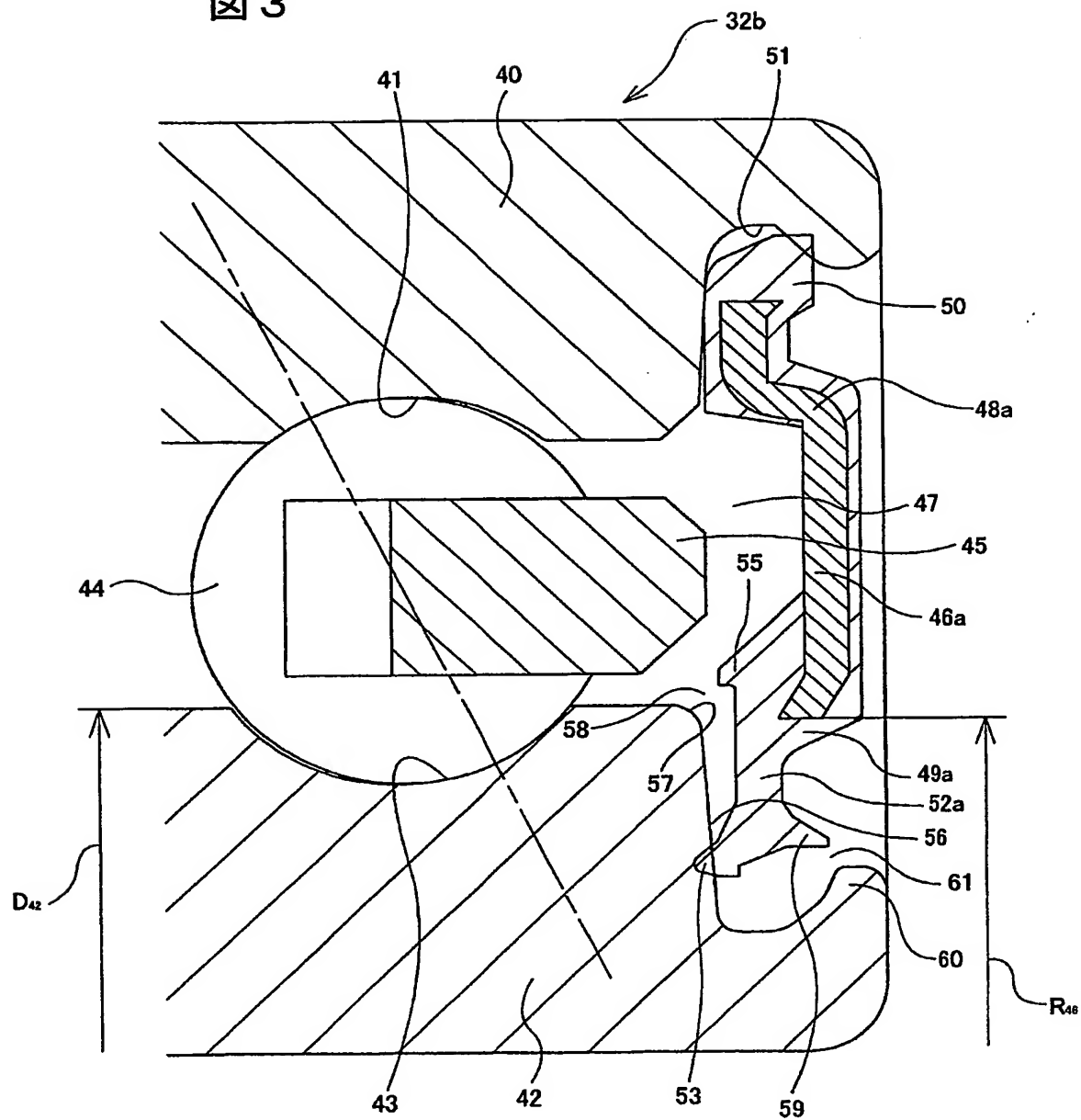


図 4

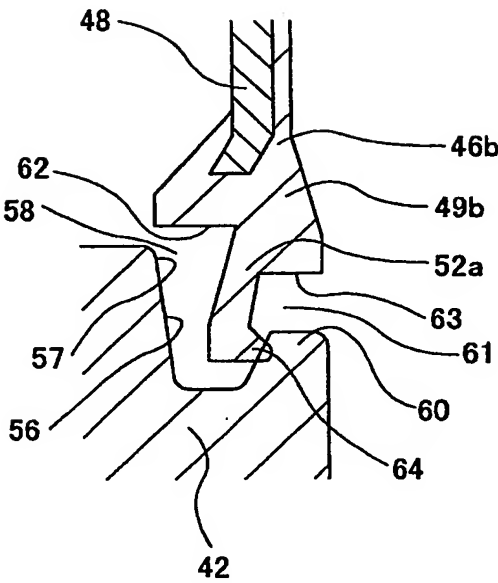


図 5

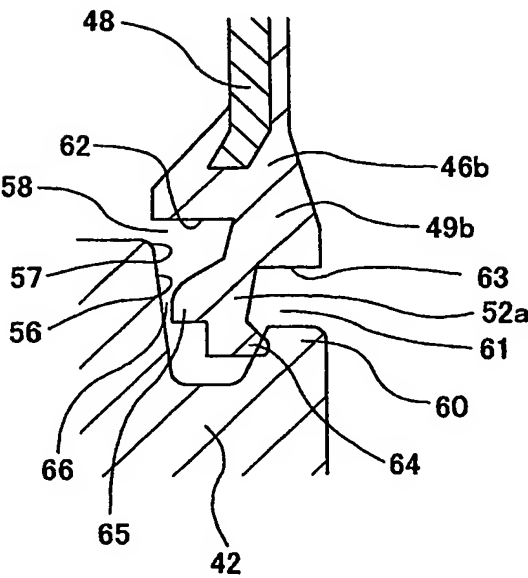


図 6

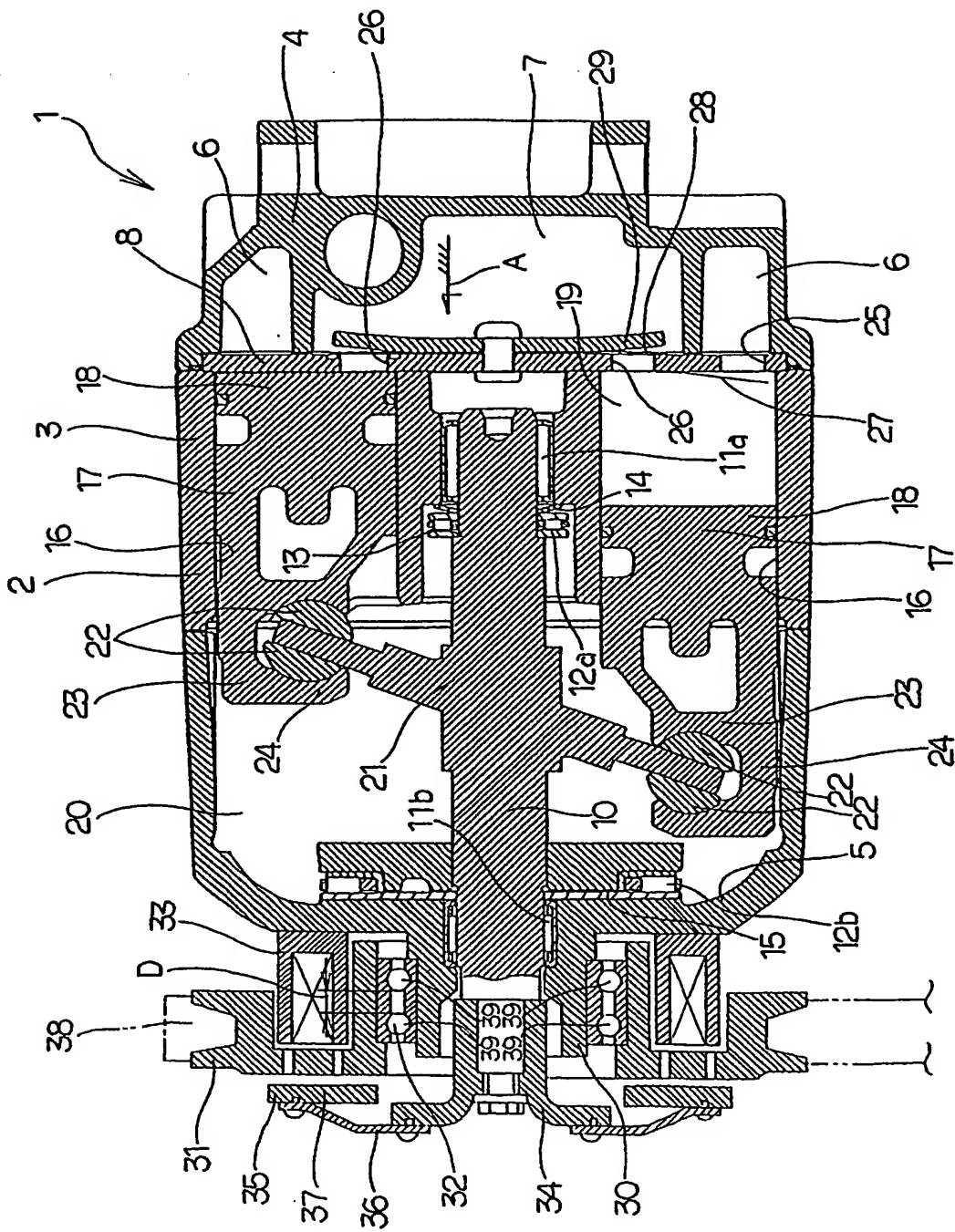
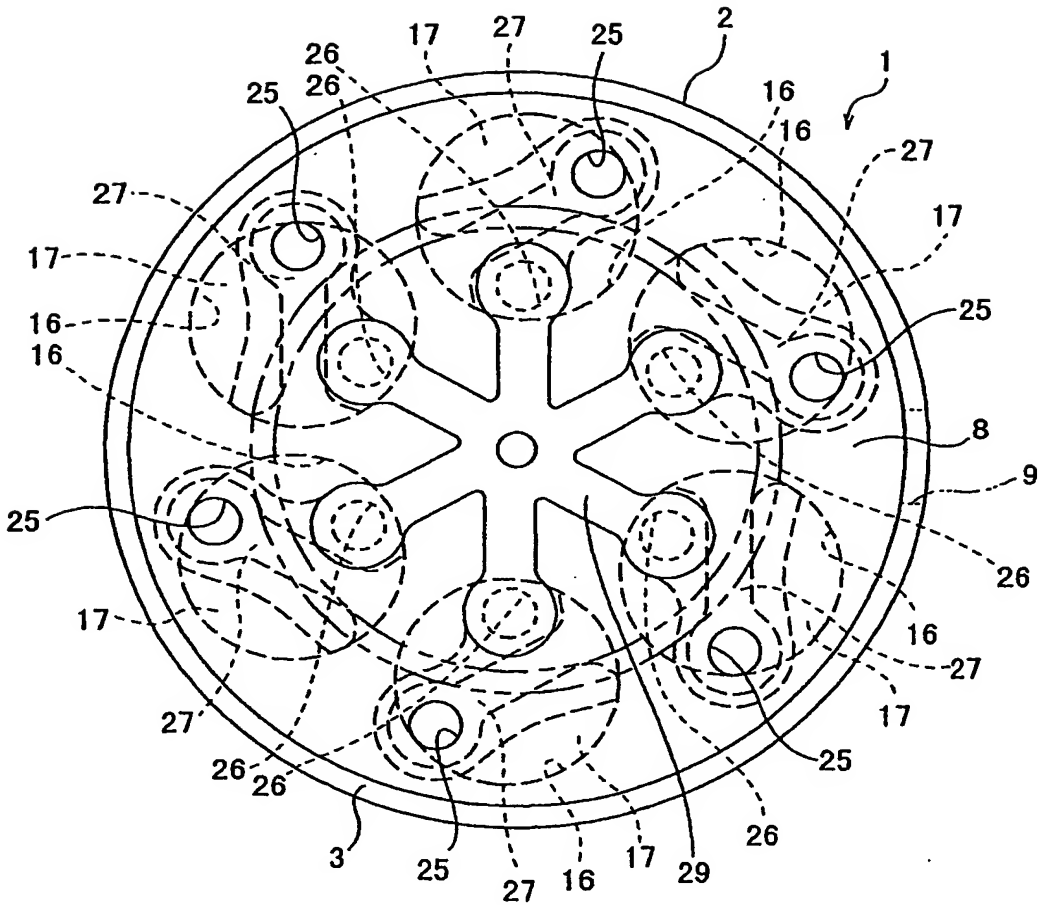


図 7



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/08314

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16C33/78, 33/80, 19/18

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16C33/78-33/80, 19/18

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 11-13771 A (NSK Ltd.), 22 January, 1999 (22.01.99), (Family: none)	1-5
A	EP 816699 A1 (KOYO SEIKO CO., LTD. et al.), 07 January, 1998 (07.01.98), & JP 10-26143 A & US 5860748 A	1-5
A	JP 2001-200857 A (NSK Ltd.), 27 July, 2001 (27.07.01), (Family: none)	1-5
A	JP 10-339329 A (NSK Ltd.), 22 December, 1998 (22.12.98), (Family: none)	1-5

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier document but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
22 September, 2003 (22.09.03)

Date of mailing of the international search report
07 October, 2003 (07.10.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JP03/08314

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. ⁷ F16C33/78, 33/80, 19/18

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. ⁷ F16C33/78-33/80, 19/18

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2003年
 日本国登録実用新案公報 1994-2003年
 日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 11-13771 A (日本精工株式会社) 1999. 01.22 (ファミリーなし)	1-5
A	EP 816699 A1 (KOYO SEIKO CO., LTD. et al.) 1 998.01.07 & JP 10-26143 A & US 5860748 A	1-5
A	JP 2001-200857 A (日本精工株式会社) 20 01.07.27 (ファミリーなし)	1-5

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

22.09.03

国際調査報告の発送日

07.10.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

藤村 泰智



3J

9247

電話番号 03-3581-1101 内線 3326

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	J P 10-339329 A (日本精工株式会社) 199 8. 12. 22 (ファミリーなし)	1-5

DESCRIPTION

TITLE OF THE INVENTION

PULLEY SUPPORT DOUBLE ROW BALL BEARING

TECHNICAL FIELD

The pulley support double row ball bearing according to the present invention, for example, is built into automotive auxiliary equipment such as a compressor constituting an automotive interior air conditioning apparatus, and is used for rotatably supporting a pulley for rotationally driving the automotive auxiliary equipment with respect to a fixed support member such as a housing.

BACKGROUND ART

For example, as a compressor for compressing refrigerant, which is built into a vapor compression type refrigerator built into an automotive air conditioning apparatus, conventionally several types of mechanism are known. For example, Japanese Unexamined Patent Publication No. H 11-280644 discloses a swash-plate type compressor which converts rotational motion of a rotation shaft into reciprocating motion of a piston using a swash-plate, and performs compression of refrigerant by this piston. FIG. 6

and FIG. 7 illustrate one example of such a conventionally known swash-plate type compressor.

A casing 2, constituting a compressor 1, is formed by sandwiching a central main body 3 between a head case 4 and a swash-plate case 5 from both sides in the axial direction (left-right direction in FIG. 6), and then joining these with a plurality of fastening bolts (not shown). On the inside of the head case 4, there is provided a low pressure chamber 6 and a high pressure chamber 7. Also, between the main body 3 and the head case 4, a tabular partition plate 8 is sandwiched. The low pressure chamber 6, which is shown in FIG. 6 as if divided into a plurality of sections, has the sections communicating with each other and connected to a single inlet port 9 (FIG. 7) provided on the outside surface of the head case 4. Furthermore, the high pressure chamber 7 is connected to an outlet port (not shown) also provided on the head case 4. Moreover, the inlet port 9 is connected to the outlet of an evaporator (not shown) constituting this vapor compression type refrigerator, and the outlet port is connected to the inlet of a condenser (not shown) constituting this vapor compression type refrigerator.

Within the casing 2, a rotation shaft 10 in a state of spanning between the main body 3 and the swash-plate case 5, is freely supported for rotation alone. That is to say, both ends of the rotation shaft 10 are supported by a pair

of radial needle bearings 11a and 11b, on the main body 3 and the swash-plate case 5, and the thrust load exerted on this rotation shaft 10 is freely supported by a pair of thrust needle bearings 12a and 12b. Of the pair of thrust needle bearings 12a and 12b, one (right hand side in FIG. 6) thrust needle bearing 12a is provided between a part of the main body 3 and a step portion 13 formed on one end (right end in FIG. 6) of the rotation shaft 10, via a disc spring 14. Also, the other thrust needle bearing 12b is provided between a thrust plate 15 externally fitted to the outer circumferential surface of an intermediate part of the rotation shaft 10 and the swash-plate case 5.

Moreover, on the inside of the main body 3 constituting the casing 2 surrounding the rotation shaft 10, is formed a plurality (for example in the example shown on the figure, there are six evenly spaced in the circumferential direction) of cylindrical bores 16. Inside the plurality of cylindrical bores 16 formed in such a way on the main body 3, a sliding portion 18 provided at the tip half portion (right half of FIG. 6) of the respective pistons 17 is fitted to allow free displacement in the axial direction. Moreover, the space between the bottom face of the cylindrical bore 16 and the tip end surface of the piston 17 (right end surface in FIG. 6) serves as a compression chamber 19.

Furthermore, the space which exists on the inside of the swash-plate

case 5 serves as a swash-plate chamber 20. On the outer circumferential surface of the intermediate part of the rotation shaft 10 located within this swash-plate chamber 20, a swash-plate 21 is fixed with a predetermined inclination angle with respect to the rotation shaft 10 such that this swash-plate rotates together with the rotation shaft 10. A plurality of locations in the circumferential direction of the swash-plate 21 and each of the pistons 17 are individually linked by means of a pair each of sliding shoes 22. Therefore, internal surfaces (mutually facing surfaces) of these individual sliding shoes 22 are made smooth faces, and are slidingly contacted with a part near the outer diameter on both side faces of the swash-plate 21 which are similarly smooth faces. On the other hand, on the base end portion of the respective portions 17 (the end portion farther from the partition plate 8; the left end portion in FIG.6), is formed integral with each of the pistons 17, a connection portion 23 which together with the sliding shoes 22 and the swash-plate 21 constitutes a driving force transfer mechanism. Moreover, a holding portion 24 for holding the pair of sliding shoes 22 is formed on the respective connecting portions 17.

The outside end surface of each of the connecting portions 23, by means of a guide surface (not shown in the figure), is allowed free displacement only in the axial direction (left-right direction in FIG. 6) of the

piston 17. Therefore, each of the pistons 17 is also fitted within the cylindrical bore 16 in such a way as to allow displacement only in the axial direction (rotation is not possible). As a result, each of the connecting portions 23 pushes and pulls each of the pistons 17 in the axial direction in accordance with the oscillating reciprocal displacement of the swash-plate 21 due to the rotation of the rotation shaft 10, and reciprocates each of the sliding portions 18 within the cylindrical bore 16 in the axial direction.

On the other hand, in the partition plate 8, which is sandwiched at the contact portion between the main body 3 and the head case 4, for partitioning the low pressure chamber 6, the high pressure chamber 7 and each of the cylindrical bores 16, is formed penetrating in the axial direction, an inlet 25 for communicating between the low pressure chamber and each cylindrical bore 16, and an outlet for communicating between the high pressure chamber 7 and each cylindrical bore 16. Also, in the part of each of the cylindrical bores 16 which faces one end of each of the inlets 25, is provided a reed valve type inlet valve 27, which allows only flow of refrigerant vapor from the low pressure chamber 6 to each of the cylindrical bores 16. Also, in the part of the high pressure chamber 7 which faces the opening on the other end (right side in FIG. 6) of the outlet 26, is provided a reed valve type outlet valve 28, which allows only flow of refrigerant vapor from the cylindrical bore 16 to the high

pressure chamber 7. In this outlet valve 28, a stopper 29, which restricts displacement in the direction away from each of the outlet valve 26, is attached.

The rotation shaft 10 of the compressor 1 constructed in the above manner is driven by the propulsion engine of an automobile. Therefore, in the case of the example shown in the figure, on the periphery of a support member, in other words a support cylinder 30, provided at the center of the outside surface (left side surface in FIG. 6) of the swash-plate case 5 constituting the casing 2, is rotationally supported a driven pulley 31, by means of a double-row bearing. This driven pulley 31 is constructed in an overall annular form with a C-shaped cross section, and a solenoid 33, which is fixed to the outside surface of the swash-plate case 5, is provided within an internal cavity of the driven pulley 31.

On the other hand, at an end portion of the rotation shaft, which protrudes from the support cylinder 30, is fixed a mounting bracket 34, and around the circumferential surface of this mounting bracket 34, is supported an annular plate of magnetic material, via a plate spring 36. This annular plate 35, when there is no current through the solenoid 33, is separated from the driven pulley 31 due to the elasticity of the plate spring 36, as shown in FIG. 6. However, when there is a current through the solenoid 33, it is

attracted towards this driven pulley 31, and hence allows the transmission of torque from this driven pulley 31 to the rotation shaft 10. That is to say, the solenoid 33, the annular plate 35 and the plate spring 36, constitute an electromagnetic clutch 37 for connecting and disconnecting the driven pulley 31 and the rotation shaft 10. Also, between the driving pulley fixed to the end of the crank shaft of the propulsion engine and the driven pulley 31, is spanned an endless belt 38. Furthermore, in a state where the driven pulley 31 and the rotation shaft 10 are connected by the electromagnetic clutch 37, the rotation shaft 10 is rotated based on the rotation of the endless belt 38.

The operation of the swash-plate type compressor 1 formed in the above manner is as follows. That is to say, in order to perform cooling and dehumidification of the automobile interior, in the case of operating a vapor compression type refrigerator, the rotation shaft 10 is rotated by the propulsion engine, being the driving source. As a result, the swash-plate 21 rotates, and the sliding portions 18 constituting the multiple pistons 17 reciprocate within the respective cylindrical bores 16. Furthermore, in accordance with such reciprocation of the sliding portions 18, the refrigerant vapor sucked in from the inlet port 9 is sucked from the low pressure chamber 6 through each inlet 25 into the compression chambers 19. This refrigerant vapor, after being compressed inside each of the compression chambers 19, is

sent out to the high pressure chamber 7 via the outlets 26, and discharged from the outlet port.

The compressor shown in FIG. 6 is one in which the inclination angle of the swash-plate with respect to the rotation shaft is unchangeable, and hence the refrigerant discharge volume is fixed. On the other hand, a variable displacement swash-plate type compressor in which the inclination angle of the swash-plate with respect to the rotation shaft can be changed in order to change the discharge volume in accordance with cooling load and the like, is conventionally widely known from, for example, the disclosure of Japanese Unexamined Patent Publication No. H 8-326655 and so on, and is commonly implemented. Moreover, as a compressor for a vapor compression type refrigerator constituting an automobile air conditioning apparatus, the use of a scroll type compressor is also being researched in some places. Furthermore, in relation to a conventional compressor in which a piston is reciprocated by means of a ball joint, this is still also being used in some places.

Whichever the structure of the compressor used, the compressor constituting the automobile air conditioning apparatus is driven by the endless belt spanning between the driving pulley fixed to the end of the crank shaft of the propulsion engine and the driven pulley provided on the compressor side. Therefore, a radial load based on the tension force of the

endless belt, is exerted on the bearing which rotatably supports the driven pulley. In order to perform reliable power transmission without slippage, between the endless belt and each of the pulleys, the tension force on the endless belt, in other words, the radial load, becomes correspondingly large. Therefore, as a bearing for supporting the driven pulley, in order to support this large radial load, it is necessary to use one with sufficient load capacity.

When the double row ball bearing 32 incorporated in the conventional structure shown in FIG. 6 is viewed from this perspective, the spacing D of balls 39 arranged in a double row is large, and hence the structure is said to be one which can ensure sufficient load capacity. However, with the double row ball bearing 32, the dimensions in the axial direction becomes bulky. On the other hand, recently, in consideration of the global environment, in an attempt to improve fuel efficiency of automobiles, miniaturization and lightening of automobile auxiliary equipment such as the compressor is demanded. Furthermore, a demand has also arisen for shortening of the axial dimensions of rolling bearings for supporting driven pulleys incorporated into automobile auxiliary equipment.

In response to such demands, as a rolling bearing for supporting the driven pulley, the use of single row deep groove ball bearings and three point or four point contact type ball bearings is being researched. However, with

such ball bearings, rigidity with respect to the load, mainly the moment load, exerted on the driven pulley, cannot be easily ensured, and it is difficult to ensure a sufficient low-vibration property (propensity for not vibrating) or durability. That is to say, there are occasions where, though slight in magnitude, the moment load from the driven pulley acts on the rolling bearing. However, rigidity of the single row deep groove type ball bearing with respect to the moment load is low. Also, regarding the three point to four point contact type ball bearing, though rigidity with respect to the moment load is higher than the ordinary single row deep groove type ball bearing, there are occasions where the rigidity is not always sufficient due to the relationships such as the magnitude of the tension force on the endless belt or the arrangement (eccentricity between the direction of radial load and the location of the ball bearing center). As a result, vibration as well as noise during the operation becomes more likely, and it is difficult to ensure durability.

The pulley support double row ball bearing of the present invention was invented in consideration of such circumstances.

RELATED ART

With such circumstances in mind, the present inventor first thought of

ensuring the required rigidity by reducing the diameter of the balls and reducing the spacing between the balls arranged in double rows, as well as supporting the driven pulley using a double row ball bearing with reduced dimensions related to the axial direction (Japanese Patent Application No. 2002-24863, Japanese Patent Application No. 2002-97966). In the case of a pulley supporting double row ball bearing according to these related inventions, one having an outer ring with an outer diameter of less than 65 mm and a double row of outer ring raceways on the inner circumferential surface is used. Also, an inner ring having a double row of inner ring raceways on the outer circumferential surface is used. Moreover, balls with a diameter (major diameter) of less than 4 mm are used, and several of these are provided so as to roll freely between each of the outer ring raceways and each of the inner ring raceways. Also, by using a retainer, each of the balls are held so as to allow free rolling. Moreover, a pair of seal ring is used to seal off the openings on both sides of the inner space accommodating each of the balls between the inner circumferential surface of the outer ring and the outer circumferential surface of the inner ring. Furthermore, the spacing between the balls, and the spacing between the balls and the seal ring are reduced, thus providing a double row ball bearing with an overall width in the axial direction (approximately coinciding with the outer ring width and inner ring

width) of less than 45% of the inner diameter of this inner ring.

Also, in order to reduce the spacing between the balls, a crown shaped retainer made of synthetic resin is used for each of the retainers, and rims of each of the retainers are provided to oppose each other from opposite sides (= outsides in the axial direction = sides opposed to the seal ring). Also, the distance between the rim of each of the retainers and the inside surface of the seal ring is reduced. However, again in this case, the distance between the rim of each of the retainers and the inside surface of each seal ring is ensured to be over 13% of the diameter of each of the balls such that the filling amount of the grease within the inner space accommodating each of the balls, between both of the seal rings can be ensured.

According to the pulley support double row ball bearing associated with the related invention, moment rigidity is ensured, while the width related to the axial direction is reduced, and it is possible to contribute to the realization of small and light automobile auxiliary equipment, which produces low noise during operation.

DISCLOSURE OF THE INVENTION

Any of the pulley support double row ball bearings according to the present invention, in a similar manner to the aforementioned pulley support

double row ball bearing associated with the related invention, is provided with: an outer ring with an outer diameter of less than 65 mm and having a double row outer ring raceway on an inner circumferential surface; an inner ring having a double row inner ring raceway on an outer circumferential surface; balls with a diameter of less than 4 mm, provided as several balls so as to be free rolling between the outer ring raceways and the inner raceways; a retainer which holds these balls so as to be free rolling; and a seal ring, which exists between the inner circumferential surface of the outer ring and the outer circumferential surface of the inner ring, and seals off openings on both ends of an inner space accommodating the balls. Furthermore, a width of the bearing related to the axial direction is less than 45% of the inner diameter of the inner ring, and by externally fitting this inner ring to a support member and internally fitting the outer ring to a pulley, the pulley is rotatably supported on the periphery of this support member.

Particularly, in a first aspect of the pulley support double row ball bearing of this invention, a portion near an inner circumference of the respective seal rings and both end surfaces in the axial direction of the inner ring overlap when viewed from the axial direction, so that a width in the radial direction of an overlap section is 25% or more than a diameter of the respective balls. Also, of a plurality of protrusions that are formed all around

a circumference on an inside surface at a portion near an inner circumference of the respective seal rings, a tip edge of at least one of the protrusions comes in sliding contact with the end surfaces in the axial direction of the inner ring.

Moreover, in a second aspect of the pulley support double row ball bearing of this invention, a portion near an inner circumference of the respective seal rings and both end surfaces in the axial direction of the inner ring overlap when viewed from the axial direction, so that a width in the radial direction of an overlap section is 25% or more than a diameter of the respective balls. Also, and of one or more protrusions that are formed all around a circumference on a side surface at a portion near an inner circumference of the respective seal rings, a tip edge of at least one of the protrusions comes in sliding contact all the way around the circumference with a part of the surface of the inner ring. Together with this, the other portion near the inner circumference of the respective seal rings, that are not the protrusions being in sliding contact, comes close to and faces the other part of the surface of the inner ring, so that labyrinth seals are formed.

In a third aspect of the double row ball bearing for pulley support of this invention, the seal rings comprise an elastic material having a Shore hardness of 60 to 80 and reinforced by a metal core. The width in the radial direction of a deformed section of the elastic material that protrudes inward in

the radial direction from the inner edge of the metal core is 40% or more than the diameter of the respective balls, and the thickness of the thinnest area of this deformed section, which is located in the middle in the radial direction, is 0.4 mm or more.

In a fourth aspect of the double row ball bearing for pulley support of this invention, the seal rings comprise an elastic material that is reinforced by a metal core. Also, an inner diameter of this metal core is less than an outer diameter of the inner ring.

Furthermore, in a fifth aspect of the double row ball bearing for pulley support of this invention, the seal rings comprise an elastic material that is reinforced by a metal core. Also, a position in the axial direction of the center of gravity of the deformed section of the elastic material that protrudes inward in the radial direction from the inner edge of the metal core is located more adjacent to the side of the sliding contact between the tip edge of the seal ring and part of the surface of the inner ring than the position of the center of deformation of this deformed section.

In the embodiments of this invention, the aforementioned aspects can be embodied singly or in appropriate combinations. It is also possible to combine all of the aspects described above.

In the case of the double row ball bearing for pulley support of this

invention constructed as described above, the seal rings make a good seal at the openings on both ends, and it is possible to maintain excellent durability even under severe conditions.

First, in the case of the double row ball bearing for pulley support of the first and second aspects, it is possible to maintain the width in the axial direction of the overlap sections of the inner edge sections of the seal rings and the end surfaces in the axial direction of the inner ring, and since there is a plurality of protrusions in this overlap section (in the case of the first aspect), or protrusions and labyrinth seals (in the case of the second aspect), it is possible to have a good seal in the overlap sections.

Moreover, in the case of the double row ball bearing for pulley support of the third and fourth aspects, it is possible to maintain the rigidity of the elastic material of the seal rings, as well as maintain the surface pressure at the areas of sliding contact between the tip edges of this elastic material and parts of the surface of the inner ring, therefore it is possible for the seal rings to make a good seal.

Furthermore, in the case of the double row ball bearing for pulley support of the fifth aspect, the centrifugal force that acts on the seal lips during operation acts in a direction that pushes the seal lips formed on the tip edges of the seal rings toward parts of the surface of the inner ring. As a result,

it is possible to maintain the surface pressure at the areas of sliding contact between the tip edges of this elastic material and parts of the surface of the inner ring, therefore it is possible for the seal rings to make a good seal.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Fig. 1 is a cross-sectional view that shows a first example of an embodiment of the invention.

Fig. 2 is an enlarged view of the upper right area in Fig. 1.

Fig. 3 is a drawing similar to Fig. 2 that shows a second example of an embodiment of the invention.

Fig. 4 is a partial cross-sectional drawing that corresponds to the lower right area of Fig. 2 and shows a third example of an embodiment of the invention.

Fig. 5 is a partial cross-sectional view that corresponds to the lower right area in Fig. 2 and shows a fourth example of an embodiment of the invention.

Fig. 6 is a cross-sectional view showing an example of a prior know compressor.

Fig. 7 is a drawing showing the view in the direction of the arrow A in Fig. 6.

DESCRIPTION OF THE PREFERRED EMBODIMENTS

Figs. 1 to 2 show a first embodiment of the invention and correspond to a first, second, third and fifth aspect of the invention. In Fig. 1 and Fig. 2, (and Fig. 3 to be described later) the proportions of the dimensions of each of the parts are drawn based on the actual proportions. In the case of the pulley support double row ball bearing 32a of this embodiment, an outer race with an outer diameter D_{40} (see Fig. 1) of 65 mm or less ($D_{40} \leq 65$ mm) and having double rows of outer raceways 41 formed around its inner circumferential surface is used as the outer ring 40. Also an inner ring having double rows of inner raceways 43 formed around its outer circumferential surface is used as the inner ring 42. Moreover, balls 44 having a diameter (outer diameter) D_{44} (see Fig. 1 and 2) of 4 mm or less ($D_{44} \leq 4$ mm) are used (for all practical purposes, the balls used are 3 to 4 mm), and a plurality of balls is located between each of the outer raceways 41 and inner raceways 43 such that they can roll freely. Also, a pair of retainers 45 holds the balls 44 such that they can roll freely, and a pair of seal rings 46 covers the opening on both ends of the internal space between the inner circumferential surface of the outer ring 40 and the outer circumferential surface of the inner ring 42 where the balls 44 are located. The width W_{32} of the double row ball bearing 32a (Fig. 1) is

45% or less than the inner diameter R_{42} (Fig. 1) of the inner ring 42 ($W_{32} \leq 0.45 R_{42}$).

Throughout all of the drawings the same reference numbers will be used for the same components.

Each of the seal rings 46 comprises a circular-shaped metal core 48 that is made of metal such as steel sheet and is reinforced by an elastic material 49 such as nitrile rubber, heat-resistant nitrile rubber, acrylic rubber or fluororubber, and it has a complete circular shape. Also, an elastic material having a Shore hardness (HS) within the range 60 to 80 is used as this elastic material 49. Moreover, the outer edge of this elastic material 49 has an attachment section 50 that protrudes outward in the radial direction further than the outer edge of the metal core 48, and this attachment section 50 is attached to an attachment groove 51 that is formed around the inner circumferential surface on both ends of the outer ring 40. Also, the inner half in the radial direction of this elastic material 49 protrudes inward in the radial direction further than the metal core 48 and functions as a seal lip 52.

In the case of this embodiment, when viewed from the axial direction, this seal lip 52 overlaps the inner ring 42 by an amount that is 25% or more than the diameter D_{44} of the balls 44. In other words, when the inner diameter of the seal lip 52 is taken to be R_{52} (Fig. 1) and the outer diameter of the inner

ring 42 is taken to be D_{42} (Fig. 1), the inside surface of the seal lip 52 and the surface on both ends in the axial direction of the inner ring 42 face each other in the ring-shaped area such that the width in the radial direction is $1/2$ the difference between the outer diameter D_{42} and the inner diameter R_{52} $\{(D_{42} - R_{52})/2\}$. In this embodiment, the width of this ring-shaped area 25% or greater than the diameter D_{44} of the balls 44 $\{(D_{42} - R_{52})/2 \geq 0.25 D_{44}\}$, and more preferably greater than 35% the diameter D_{44} . The maximum value for the width of this ring-shaped area is not particularly set, however, from the aspect of preventing the bearing from becoming large, it is not practical for it to be greater than the diameter D_{44} . In order to have a compact pulley support double row ball bearing, it is best to keep the width less than 80% and more preferably less than 70% of the diameter D_{44} .

On the other hand, a first to third protrusion 53 to 55 are formed in order from the inner side in the radial direction all the way around the circumference on the inside surface of the seal lip 52 such that they are concentric with each other. With the outer edge of each seal ring 46 attached to the attachment groove 51, of these protrusions 53 to 55, the tip edge of the first protrusions 53 that are located the furthest inward in the radial direction comes in sliding contact along the entire circumference with the surfaces 56 on both ends in the axial direction of the inner ring 42. On the other hand, the

tip edges of the second protrusions 54 that are located in the middle and the third protrusions 55 that are located the furthest outward in the radial direction come very close to and face both end surfaces 56 or the corner sections 57 that are located in the connecting areas between the outer circumferential surface of the inner ring 42 and both end surfaces 56, to form labyrinth seals in those areas.

Moreover, the width W_{52} in the radial direction of the seal lips (Fig. 2) as a deformed section in the third aspect of the invention, is taken to be 40% or more of the diameter D_{44} of the balls ($W_{52} \geq 0.4 D_{44}$). Also, the thickness T_{52} (Fig. 2) at the thinnest section that is located in the middle in the radial direction of the seal lip 52 (it is not necessary to be in the middle) is taken to be 0.4 mm or more ($T_{52} \geq 0.4 \text{ mm}$). The upper limit for the thickness T_{52} of this section is not particularly limited, however, the rigidity of the seal lip 52 should not be greater than necessary, and in order to keep the material costs down, it is preferred that it be 0.6 mm or less and even more preferably less than 0.5 mm. Moreover, it is preferred that the width W_{52} of the seal lip be 60% or less than that of the diameter D_{44} , and more preferably less than 50%.

Furthermore, in this embodiment, in regards to the position in the axial direction (left-right direction in Fig. 1 and Fig. 2), the deformed sections of the elastic material 49 that protrude inward in the radial direction from the

inner edges of the metal cores 48, or in other words, the position of the center of gravity G (Fig. 2) of the seal lips is located further on the side where there is sliding contact between the tip edges of the seal lips 52 (first and second protrusions 53, 54) and both end surfaces in the axial direction of the inner ring 42 than the center of deformation of the deformed sections of the seal lips 52. In other words, the shape and dimensions of each of the parts is regulated such that the seal lip 52 elastically deforms around the inner edge of the metal core 48 or the thinnest section of the seal lip 52, and when the outer edge section of each seal ring 46 is attached to the attachment groove 51, the position of the center of gravity G is located further on the side of both end surfaces 56 of the inner ring than the center of the elastic deformation.

In the case of the pulley support double row ball bearing 32a of this embodiment constructed as described above, there is good seal performance by both seal rings 46 that are located at the openings on both ends, so even when operating under severe conditions, it is possible to maintain excellent durability. In other words, in the case of the pulley support double row ball bearing 32a of this embodiment, the width in the radial direction of the overlap portions in the axial direction of the inner edges of the seal rings 46 and both end surfaces in the axial direction of the inner ring 42 is maintained. Also, the tip edges of the first and second protrusions 53, 54 located in the

overlap sections come in sliding contact all along their circumference with both end sections 56, and labyrinth seals 58 are formed between the third protrusions 55 and the corner sections 57. Therefore, there is a good seal in the overlap sections.

The elastic material 49 of the seal rings 46 is made of rubber having a Shore hardness of 60 to 80, and the thickness T_{52} of the middle section (the thinnest section) of the seal lip 52 that is formed on the inner diameter half of this elastic material 49 is maintained at 0.4 mm or greater, so it is possible to maintain the rigidity of the seal lip 52. As a result, it is possible to maintain surface pressure at the areas of sliding contact between the tip edges of the first and second protrusions 53, 54 that are formed on the inside surface of the seal lips 52 and both end surfaces 56 in the axial direction of the inner ring 42, and thus it is possible to make a good seal by the seal rings 46.

Furthermore, in the case of the pulley support double row ball bearing 32a of this embodiment, by properly regulating the position of the center of gravity G, the centrifugal force that is applied to the seal lips 52 of each of the seal rings 46 during operation acts in a direction such that the seal lips 52 are elastically deformed toward both end surfaces 56 of the inner ring 42. As a result, it is possible to maintain surface pressure at the areas of sliding contact between the tip edges of the first and second protrusions 53, 54 and both end

surfaces 56 in the axial direction of the inner ring 42 (it is possible to prevent a drop in surface pressure during high-speed rotation), and thus it is possible to make a good seal by the seal rings 46.

It is not directly related to the invention, however, each of the outer raceways and inner raceways are deep-groove type tracks, and from the aspect of maintaining the moment rigidity of the pulley support double row ball bearing, it is preferred that the groove depth D_{41} (Fig. 2) of each of the outer raceways 41 be kept at 18% or more than the diameter D_{44} of the balls 44, and that the groove depth D_{43} of the inner raceway 43 (Fig. 2) be kept at 20% or more than the diameter D_{44} ($D_{41} \geq 0.18 D_{44}$, $D_{43} \geq 0.20 D_{44}$). However, the total depth of both grooves D_{41} , D_{43} is kept at 42% or less than the diameter D_{44} $\{(D_{41} + D_{43}) \leq 0.42 D_{44}\}$, so it is possible to install the balls 44 between both raceways 41, 43.

Next, Fig. 3 shows a second example of an embodiment of the invention that corresponds to a second, third, forth and fifth aspect of the invention. In the case of the double row ball bearing 32b of this embodiment, the inner diameter R_{48} of the metal core 48 of the seal ring 46a is taken to be less than the outer diameter D_{42} of the inner ring 42 ($R_{48} < D_{42}$). Also, only a first protrusion 53 is formed on the inner edge of the inside surface of the seal lip 52a that is formed on the inner half in the radial direction of the elastic

material 49a and a third protrusion 55 is formed on the base end (the outer end in the radial direction), and the second protrusion 54 in the middle is omitted (see Fig. 1 and Fig. 2). Instead, a fourth protrusion 59 is formed around the inner edge on the outside surface of the seal lip 52a.

When the outer edges of the seal rings 46a are attached to the attachment grooves 51 that are formed around the inner circumferential surfaces on both ends of the outer ring 40, only the tip edges of the first protrusions 53 come in sliding contact all the way around their circumference with the end surfaces 56 in the axial direction of the inner ring 42. At the same time, the tip edges of the third protrusions 55 come close to and face the corner sections 57, and the fourth protrusions 59 come close to and face protrusions 60 that are formed around the outer circumferential surfaces on the ends of the inner ring 42 to form labyrinth seals 58, 61 in those areas.

In the case of the embodiment described above, by keeping the inner diameter R_{48} of the metal core 48a less than the outer diameter D_{42} of the inner ring 42, the rigidity of the seal lips 52a is increased, and it becomes easy to maintain surface pressure at the areas of sliding contact between the tip edges of the first protrusions 53 and the end surfaces 56 in the axial direction of the inner ring 42. Furthermore, since the areas of sliding contact are located between pairs of labyrinth seals 58, 61, it is possible to sufficiently maintain a

good seal at the openings on both ends of the pulley support double row ball bearing 32b.

Next, Fig. 4 shows a third embodiment of the invention that corresponds to the second and third aspects of the invention. In this embodiment, the thickness of the section of the inner half of the elastic material 49b of the seal ring 46b that protrudes inward in the radial direction further than the inner edge of the metal core 48 suddenly decreases in the middle section as it goes from the outside inward in the radial direction. Also, an inside stepped section 62 and an outside stepped section 63 are formed respectively on the inside surface and outside surface of the middle section in the radial direction. When the outer edge of the seal ring 46b is attached around the inner circumferential surface on the end of the outer ring 40 (see Figs. 1 to 3), the inside stepped section 62 comes close to and faces the corner section 57 around the outer circumferential surface of the inner ring 42, and the outside stepped section comes close to and faces the protrusion 60 to respectively form labyrinth seals 58, 61 in those areas. The tip edge of the protrusion 64 that is formed around the inner edge of the outside surface of the seal lip 52a and that is located further inward in the radial direction than both of the stepped sections 62, 63 comes in sliding contact all the way around its circumference with the inside surface of the protrusion 60 that is part of the

surface of the inner ring 42. In the case of this embodiment as well, similar to the second embodiment described above, the area of sliding contact is located between a pair of labyrinth seals 58, 61, so it is possible to sufficiently maintain a good seal at the openings on both ends of the pulley support double row ball bearing.

Next, Fig. 5 shows a fourth embodiment of the invention that corresponds to the second and third aspects of the invention. In the case of this embodiment, the tip edge of the protrusion 65 that is formed all the way around the circumference on the inside surface of the middle section of the seal lip 52a comes close to and faces the end surface 56 in the axial direction of the inner ring 42 and forms a labyrinth seal in that area. In this embodiment, compared with the third embodiment described above, the number of labyrinth seals is increased by this labyrinth seal 66, so it is possible to further improve the seal performance at the openings on both ends of the pulley support double row ball bearing.

INDUSTRIAL APPLICABILITY

The pulley support double row ball bearing of this invention is constructed and functions as described above, so even when used under severe conditions, it is possible to effectively prevent foreign matter such as

muddy water from getting inside the bearing, and it can contribute to making various auxiliary equipment of an automobile, such as a compressor, more compact and lightweight, while at the same time maintaining durability.

WHAT IS CLAIMED IS:

1. A pulley support double row ball bearing comprising:
 - an outer race with an outer diameter of 65 mm or less and double rows of outer raceways formed around its inner circumferential surface;
 - an inner race that has double rows of inner raceways formed around its outer circumferential surface;
 - a plurality of balls with a diameter of 4 mm or less that are located between each of the outer raceways and inner raceways such that they roll freely;
 - a retainer that holds the balls such that they roll freely;
 - and seal rings that seal the openings on both ends of the internal space between the inner circumferential surface of the outer ring and the outer circumferential surface of the inner ring where the balls are located;
 - and wherein a width of the bearing in the axial direction is 45% or less than that of the inner diameter of the inner ring, and by fitting the inner ring around a support member and fitting the outer ring inside a pulley, the pulley is supported such that it rotates freely around the support member;
 - and a portion near an inner circumference of the respective seal rings and both end surfaces in the axial direction of the inner ring overlap when viewed from the axial direction, so that a width in the radial direction of an

overlap section is 25% or more than a diameter of the respective balls;

and of a plurality of protrusions that are formed all around a circumference on an inside surface at a portion near an inner circumference of the respective seal rings, a tip edge of at least one of the protrusions comes in sliding contact with the end surfaces in the axial direction of the inner ring.

2. A pulley support double row ball bearing comprising:

an outer race with an outer diameter of 65 mm or less and double rows of outer raceways formed around its inner circumferential surface;

an inner race that has double rows of inner raceways formed around its outer circumferential surface;

a plurality of balls with a diameter of 4 mm or less that are located between each of the outer raceways and inner raceways such that they roll freely;

a retainer that holds the balls such that they roll freely;

and seal rings that seal the openings on both ends of the internal space between the inner circumferential surface of the outer ring and the outer circumferential surface of the inner ring where the balls are located;

and wherein a width of the bearing in the axial direction is 45% or less than that of the inner diameter of the inner ring, and by fitting the inner ring

around a support member and fitting the outer ring inside a pulley, the pulley is supported such that it rotates freely around the support member;

and a portion near an inner circumference of the respective seal rings and both end surfaces in the axial direction of the inner ring overlap when viewed from the axial direction, so that a width in the radial direction of an overlap section is 25% or more than a diameter of the respective balls;

and of one or more protrusions that are formed all around a circumference on a side surface at a portion near an inner circumference of the respective seal rings, a tip edge of at least one of the protrusions comes in sliding contact all the way around the circumference with a part of the surface of the inner ring;

and the other portion near the inner circumference of the respective seal rings, that are not the protrusions being in sliding contact, comes close to and faces the other part of the surface of the inner ring, so that labyrinth seals are formed.

3. A pulley support double row ball bearing comprising:

an outer race with an outer diameter of 65 mm or less and double rows of outer raceways formed around its inner circumferential surface;

an inner race that has double rows of inner raceways formed around

its outer circumferential surface;

a plurality of balls with a diameter of 4 mm or less that are located between each of the outer raceways and inner raceways such that they roll freely;

a retainer that holds the balls such that they roll freely;

and seal rings that seal the openings on both ends of the internal space between the inner circumferential surface of the outer ring and the outer circumferential surface of the inner ring where the balls are located;

and wherein a width of the bearing in the axial direction is 45% or less than that of the inner diameter of the inner ring, and by fitting the inner ring around a support member and fitting the outer ring inside a pulley, the pulley is supported such that it rotates freely around the support member;

and the seal rings comprise an elastic material having a Shore hardness of 60 to 80 and reinforced by a metal core, and the width in the radial direction of a deformed section of the elastic material that protrudes inward in the radial direction from the inner edge of the metal core is 40% or more than the diameter of the respective balls, and the thickness of the thinnest area of this deformed section, which is located in the middle in the radial direction of this deformed section, is 0.4 mm or more.

4. A pulley support double row ball bearing comprising:
- an outer race with an outer diameter of 65 mm or less and double rows of outer raceways formed around its inner circumferential surface;
 - an inner race that has double rows of inner raceways formed around its outer circumferential surface;
 - a plurality of balls with a diameter of 4 mm or less that are located between each of the outer raceways and inner raceways such that they roll freely;
 - a retainer that holds the balls such that they roll freely;
 - and seal rings that seal the openings on both ends of the internal space between the inner circumferential surface of the outer ring and the outer circumferential surface of the inner ring where the balls are located;
 - and wherein a width of the bearing in the axial direction is 45% or less than that of the inner diameter of the inner ring, and by fitting the inner ring around a support member and fitting the outer ring inside a pulley, the pulley is supported such that it rotates freely around the support member;
 - and wherein the seal rings comprise an elastic material that is reinforced by a metal core, and an inner diameter of this metal core is less than an outer diameter of the inner ring.

5. A pulley support double row ball bearing comprising:

an outer race with an outer diameter of 65 mm or less and double rows of outer raceways formed around its inner circumferential surface;

an inner race that has double rows of inner raceways formed around its outer circumferential surface;

a plurality of balls with a diameter of 4 mm or less that are located between each of the outer raceways and inner raceways such that they roll freely;

a retainer that holds the balls such that they roll freely;

and seal rings that seal the openings on both ends of the internal space between the inner circumferential surface of the outer ring and the outer circumferential surface of the inner ring where the balls are located;

and wherein a width of the bearing in the axial direction is 45% or less than that of the inner diameter of the inner ring, and by fitting the inner ring around a support member and fitting the outer ring inside a pulley, the pulley is supported such that it rotates freely around the support member;

and wherein the seal rings comprise an elastic material that is reinforced by a metal core, and a position in the axial direction of the center of gravity of the deformed section of the elastic material that protrudes inward in the radial direction from the inner edge of the metal core is located more

adjacent to the side of the sliding contact between the tip edge of the seal ring and part of the surface of the inner ring than the position of the center of deformation of this deformed section.

ABSTRACT

In the pulley support double row ball bearing of this invention, in order to improve the seal performance by the seal rings 46 at the openings on both ends and be able to maintain sufficient durability even under severe conditions, the inner sections of the seal rings 46 overlap the end surfaces 56 in the axial direction of the inner ring such that the width of the overlap in the axial direction is 30% or more than the diameter of the balls 44. Moreover, the tip edges of first and second protrusions 53, 54 that are formed on the inside surface of the seal lips 52 come in sliding contact with the end surfaces 56. Furthermore, third protrusions 55 come close to and face the corner sections 57 of the inner ring 42 to form labyrinth seals 58 in those areas.

Fig. 1

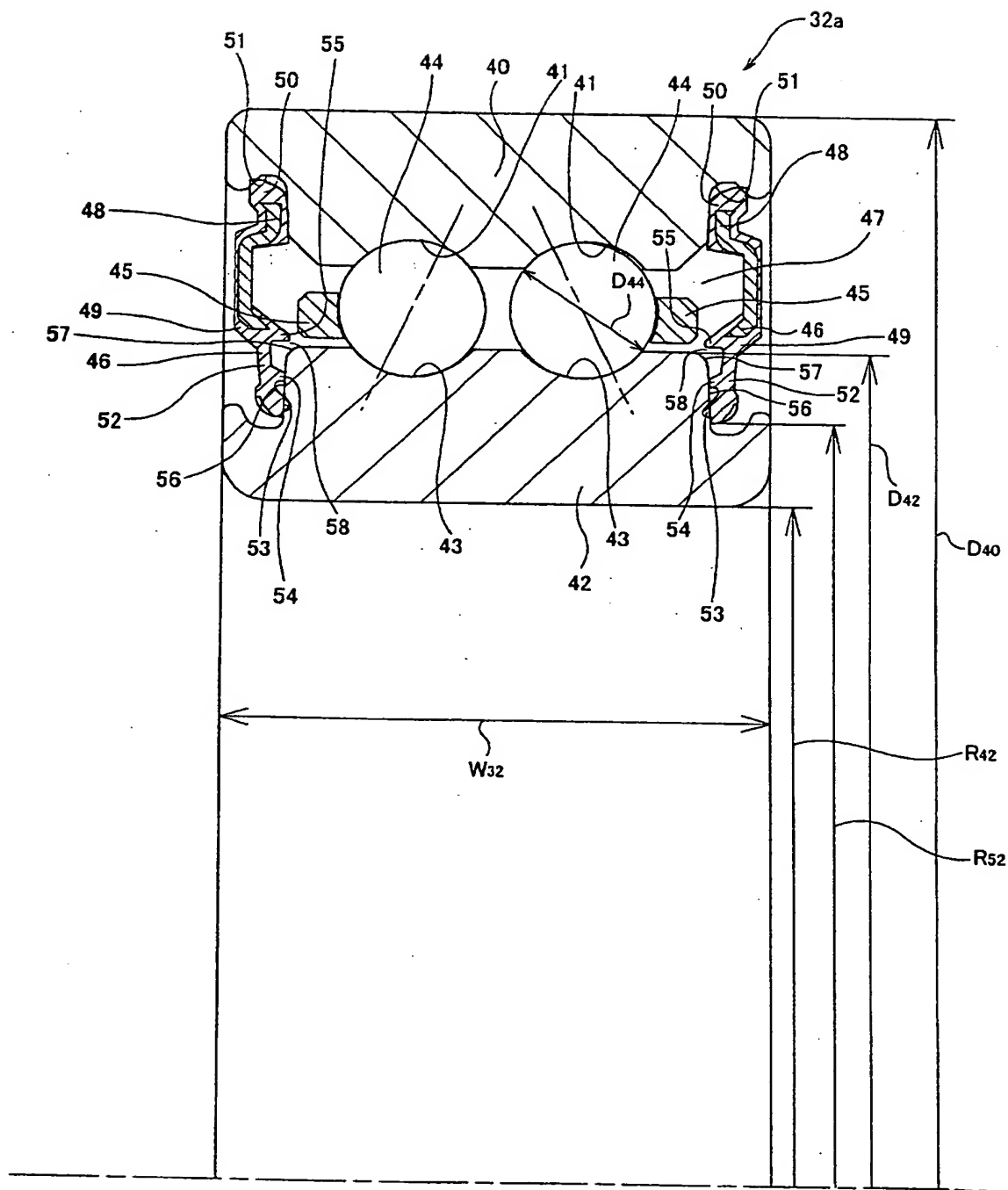


Fig. 2

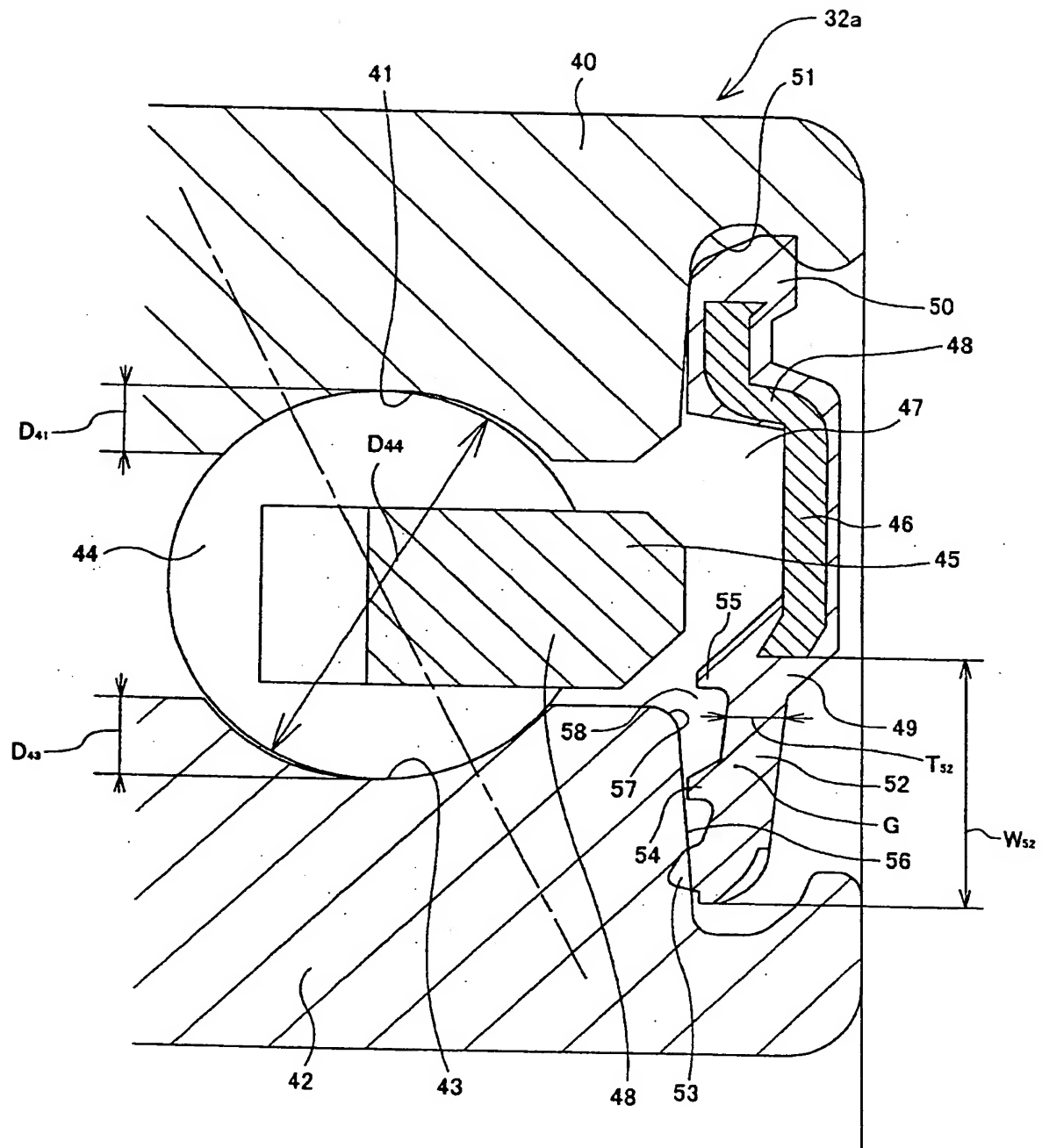


Fig. 3

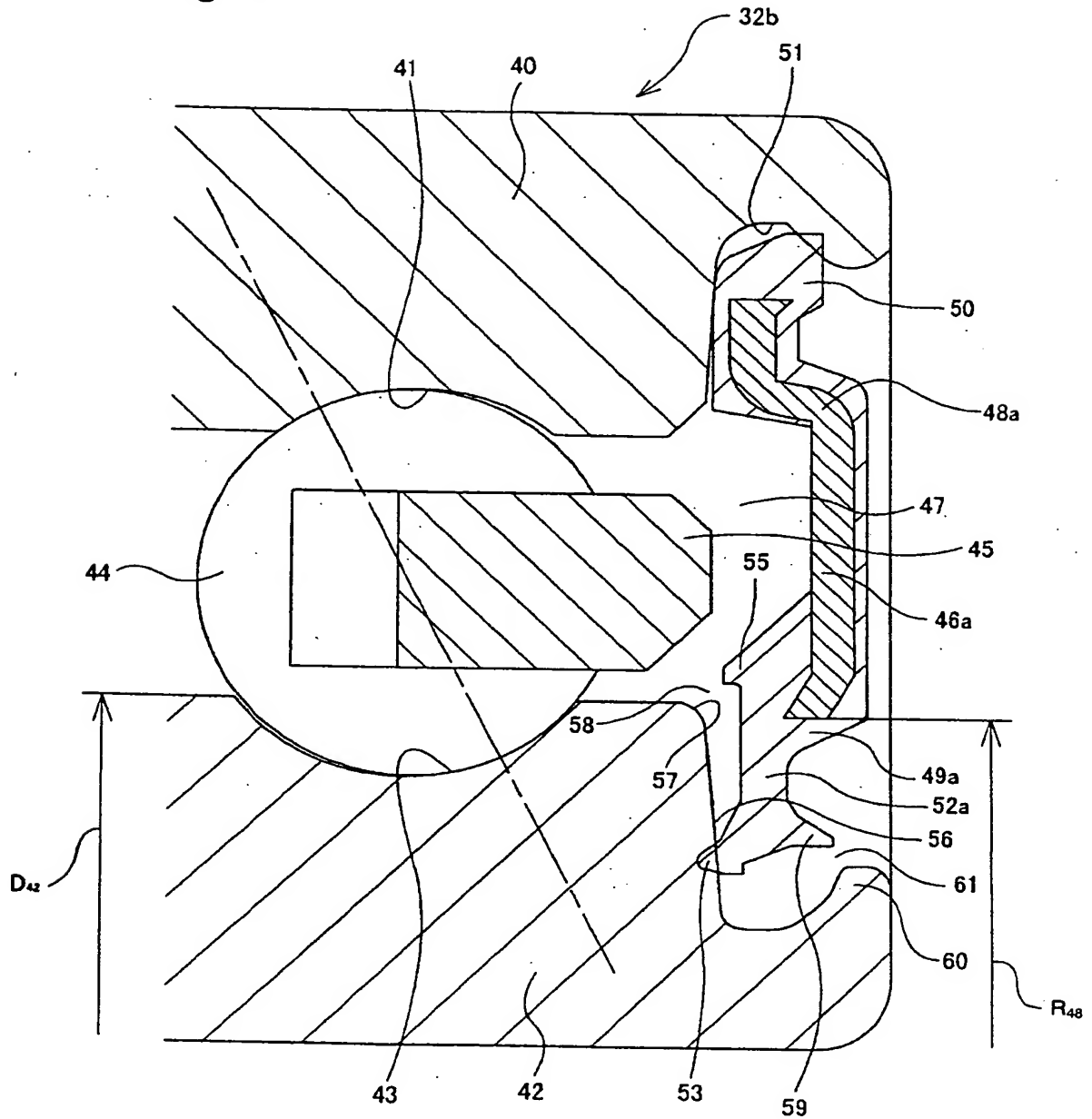


Fig. 4

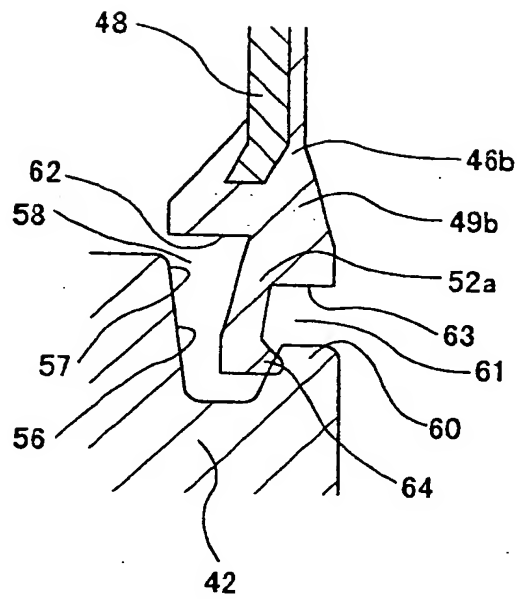


Fig. 5

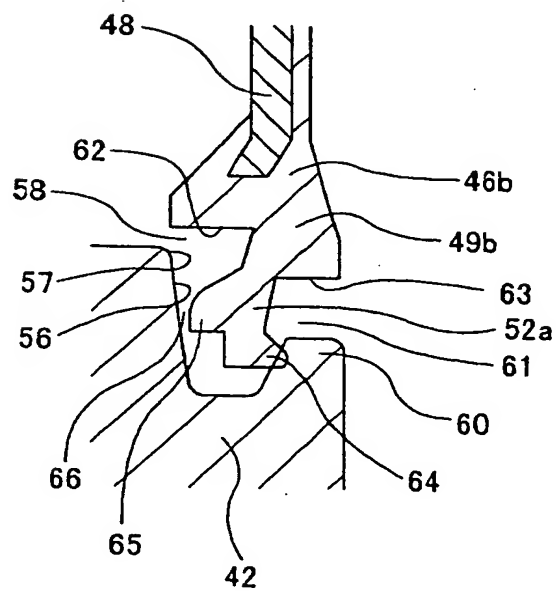


Fig. 6

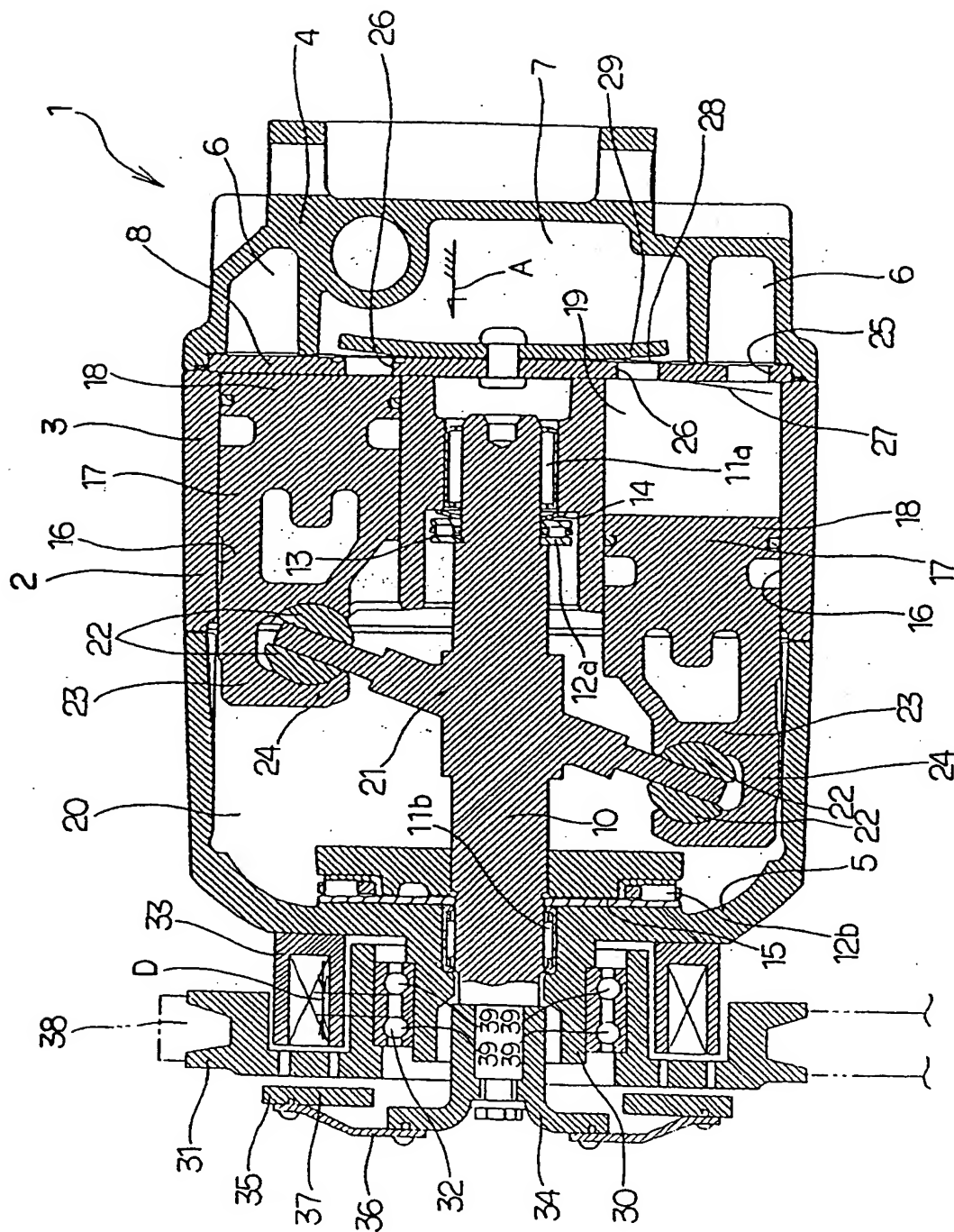


Fig. 7

